

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Modelagem Numérica e Experimental do
Processo de Mudança de Fase em Placas
Paralelas

Autor: Mario Elías González Bejarano

Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS

Modelagem Numérica e Experimental do Processo de Mudança de Fase em Placas Paralelas

Autor: Mario Elías González Bejarano
Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2006
S.P. – Brasil

UNIDADE BC
Nº CHAMADA: _____
T/UNICAMP G589m
V. _____ EX. _____
TOMBO BCCL 74546
PROC 16.145-07
C _____ D X
PREÇO 12.900
DATA 10/20/07
BIB-ID 417821

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

G589m González Bejarano, Mario Elías
Modelagem numérica e experimental do processo de
mudança de fase em placas paralelas / Mario Elías
González Bejarano. --Campinas, SP: [s.n.], 2006.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Solidificação. 2. Energia - Armazenamento. 3.
Gelo. 4. Mudança de estado (Física). 5. Análise
numérica. I. Ismail, Kamal Abdel Radi. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Numerical and experimental modeling of phase change process in
parallel plates

Palavras-chave em Inglês: Numerical modeling, Phase change, Parallel plates, Ice
banks, Solidification, Energy

Área de concentração: Engenharia Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Luiz Felipe Mendes de Moura e Ana Rosa Mendes Primo

Data da defesa: 24/02/2006

5964700

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

Dedicatória:

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO

Dedico este trabalho à minha amada família: Abraham, Rosi, Dina e Carlos Abraham

**Modelagem Numérica e Experimental do
Processo de Mudança de Fase em Placas
Paralelas**

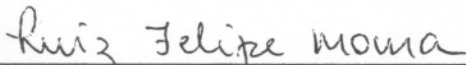
Autor: Mario Elías González Bejarano

Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail
Universidade Estadual de Campinas/FEM



Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura
Universidade Estadual de Campinas/FEM



Profa. Dra. Ana Rosa Mendes Primo
Universidade Federal de Pernambuco

Campinas, 24 de Fevereiro de 2006.

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha amada família: Abraham, Rosa, Dianita e Carlos Abraham.

Agradecimentos:

Gostaria de agradecer às pessoas que de alguma maneira ajudaram na conclusão deste trabalho:

Ao professor Kamal Abdel Radi Ismail, pela confiança brindada e orientação deste trabalho.

Aos meus pais e irmãos, que em todo momento me brindaram carinho e apoio incondicionalmente.

Ao meu grande amigo Justo Emilio Alvarez Jácomo, pela amizade e acolhida desde o primeiro momento.

Ao colega e amigo Carlos Salinas Sedano, pela amizade e ajuda na finalização deste trabalho.

Aos amigos José Antonio Luján Minchola, Richard Estombelo e Julia Hartley Murillo, pela amizade, confiança e grandes momentos de partilha.

Aos colegas e amigos do DETF, pela amizade e disposição em ajudar, de maneira especial a Henrique Argentieri, Fabio Carvajal, Tânia M. da Silva, Harold Arnao, Emerson Reis, Fernando Camargo, Giovanilton Ferreira, e Julio Dainezi.

À secretária do DETF, Cleusa de Vasconcelos Lima pela disposição e ajuda.

Ao técnico do Laboratório de Armazenamento Térmico e Tubos de Calor, Setembrino Vaz e Silva Neto, pela ajuda na construção da bancada experimental e pelas nossas partilhas.

Aos meus amigos do Projeto das Universidades Renovadas, de quem aprendi um jeito novo de fazer comunidade.

E finalmente aos meus irmãos e amigos da Comunidade Católica El Shaddai Pantokrator, pelo carinho e acolhida.

Resumo

GONZÁLEZ Bejarano, Mario Elías, *Modelagem Numérica e Experimental do Processo de Mudança de Fase em Placas Paralelas*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2006. 84p. Dissertação (Mestrado)

No presente trabalho estuda-se o fenômeno de mudança de fase de um PCM em placas paralelas que compõe um banco de gelo. Parâmetros importantes como o espaçamento entre as placas, a temperatura da placa, a temperatura do fluido de trabalho e a vazão, são considerados numa faixa variável. Desenvolveu-se um modelo numérico para simular o processo de solidificação com o objetivo de determinar a posição da frente de solidificação e a distribuição de temperaturas na fase sólida, além de avaliar a influência dos parâmetros considerados. As equações governantes, considerando transferência de calor unidimensional, foram discretizadas utilizando o método de diferenças finitas e o esquema modificado de espaço de tempo variável (MVTTS) para a resolução da malha computacional. Considera-se a temperatura inicial do PCM igual à da solidificação e com propriedades constantes. A modelagem da solidificação foi feita para os casos de temperatura da superfície da placa constante e variável. Para validar o modelo numérico, foi construída uma bancada experimental onde foram feitos diversos testes com os parâmetros mencionados anteriormente. Os resultados numéricos obtidos foram analisados e comparados. Estes mostraram concordância satisfatória com os resultados experimentais para a modelagem realizada com temperatura da placa variável. Os resultados deste trabalho podem ser utilizados para o projeto de armazenadores de calor latente em geometrias planas.

Palavras chave

Modelagem numérica, Mudança de Fase, Placas Paralelas, Bancos de Gelo.

Abstract

GONZÁLEZ Bejarano, Mario Elías, *Numerical and Experimental Modeling of Phase Change Process in Parallel Plates*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2006. 85p. Dissertação (Mestrado)

In the present work, the phase change phenomenon of a PCM in parallel plates that compose an ice bank is studied. Important parameters such as the gap between the plates, the plate temperature, the temperature and flow of the secondary fluid are considered. A numerical model was developed to simulate the solidification process with the aim of determine the position of the solidification front and the temperatures distribution at the solid phase, moreover, to evaluate the influence of the considered parameters. The governing equations, considering one-dimensional heat transfer, had been discretized using the finite differences method and the modified variable time steps scheme (MVTs) to resolve the computational mesh. The PCM was considered initially at solidification temperature and with constant thermal properties. The solidification model was made for the cases of constant plate temperature and variable temperature. To validate the numerical model, an experimental device was constructed where many tests were carried through with the mentioned parameters. The numerical results were analyzed and compared. These ones show satisfactory agreement with the experimental results for the modeling carried through with variable plate temperature. The results of this work can be used for the project of latent heat storage systems with plain geometries.

Key words

Numerical modeling, Phase Change, Parallel Plates, Ice Banks.

*O Reino dos céus é também semelhante a um tesouro escondido
num campo. Um homem o encontra, mas o esconde de novo.*

*E, cheio de alegria, vai, vende tudo o que tem
para comprar aquele campo.*

Mt. 13, 44

SUMÁRIO

Lista de figuras	iii
Lista de tabelas	viii
Nomenclatura	ix
1. Introdução	1
1.1 Importância do tema no contexto geral	2
1.2 Delimitações e hipóteses	4
1.3 Objetivos	4
2. Revisão da Literatura	6
2.1 Problemas de mudança de fase: solidificação e fusão	6
2.2 Armazenadores de calor latente: bancos de gelo	10
2.3 Trabalhos numéricos e experimentais	13
3. Análise Matemática	22
3.1 Introdução	22
3.2 Modelo físico	23
3.3 Formulação matemática	24
4. Solução Numérica	26
4.1 Introdução	26
4.2 Formulação da solução numérica	28
4.3 Determinação dos passos de tempo	30
4.3.1 Espaço de tempo Δt_o	30

4.3.2 Espaço de tempo Δt_I	30
4.3.3 Espaço de tempo Δt_n	31
5. Procedimento Experimental	33
5.1 Introdução	33
5.2 Descrição do sistema experimental	34
5.3 Medidas realizadas	37
5.3.1 Medidas de temperatura	38
5.3.2 Espessura do gelo	39
5.3.3 vazão do fluido de trabalho	39
5.4 Metodologia	40
5.5 Descrição do procedimento experimental	41
6. Apresentação e Análise dos Resultados	43
6.1 Introdução	43
6.2 Formação da camada de gelo	43
6.3 Posição da frente de solidificação – experimental	46
6.4 Posição da frente de solidificação – comparação com o modelo numérico	52
6.5 Distribuição de temperatura – comparação com o modelo numérico	64
7. Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos	69
7.1 Conclusões	69
7.2 Sugestões para próximos trabalhos	70
Referências Bibliográficas	71
Apêndice A	77
Apêndice B	81
Apêndice C	83

Lista de Figuras

3.1 Esquema do banco de gelo de placas paralelas mostrando o início da solidificação.	23
4.1 Esquema do modelo da solidificação.	27
4.2 Subdivisão do domínio “ $x - t$ ” com Δx constante e Δt variável.	28
5.1 Esquema geral do sistema de banco de gelo.	34
5.2 Desenho esquemático do aparato experimental.	35
5.3 Montagem da seção de testes.	36
5.4 Distribuição dos termopares e régua com relação à placa.	38
5.5 Esquema da disposição dos termopares na placa.	39
6.1 Fotografia do inicio da solidificação para, $T_w = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$, vazão = 0,102 kg/s, $E = 105\text{ mm}$, $t = 20\text{ min}$.	44
6.2 Fotografia da frente de solidificação para, $T_w = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$, vazão = 0,102 kg/s, $E = 105\text{ mm}$, $t = 5\text{ h}$.	44

6.3 Fotografia da localização da frente de solidificação.	45
6.4 Fotografia de duas frentes de solidificação para, $T_w = -11\text{ }^{\circ}\text{C}$, vazão=0,0793 kg/s, $E = 105\text{ mm}$, $t = 6\text{ h } 17\text{ min}$.	46
6.5 Posição da frente de solidificação em função do tempo para $T_f = -16$ e espaçamento variável.	47
6.6 Posição da frente de solidificação em função do tempo para $T_f = -22$ e espaçamento variável.	47
6.7 Posição da frente de solidificação em função do tempo para $E = 105\text{ mm}$ e T_f variável.	48
6.8 Posição da frente de solidificação em função do tempo para $E = 51\text{ mm}$ e T_f variável.	49
6.9 Posição da frente de solidificação em função do tempo para $E = 73\text{ mm}$ e T_f variável.	49
6.10 Posição da frente de solidificação em função do tempo para $E = 73\text{ mm}$ e T_f variável.	50
6.11 Efeito do espaçamento entre as placas no tempo de solidificação completa.	51
6.12 Efeito da vazão do fluido de trabalho no tempo de solidificação completo.	52
6.13 Resultados numéricos da posição da frente de solidificação em função do tempo, com variação de dx na direção do eixo x . Validação da malha computacional.	53
6.14 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 51\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.	54

- 6.15 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 51\text{ mm}$, $M = 0,0793\text{ kg/s}$. 55
- 6.16 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 56
- 6.17 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 57
- 6.18 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 57
- 6.19 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 58
- 6.20 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,102\text{ kg/s}$. 59
- 6.21 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 59
- 6.22 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,0793\text{ kg/s}$. 60
- 6.23 Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 138\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 61
- 6.24 Velocidade de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 62

- 6.25 Velocidade de solidificação em função do tempo para, $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 62
- 6.26 Velocidade de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,102\text{ kg/s}$. 63
- 6.27 Velocidade de solidificação em função do tempo para, $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,0793\text{ kg/s}$. 63
- 6.28 Distribuição de temperatura experimental e numérica na fase sólida para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 51\text{ mm}$, $M = 0,0793\text{ kg/s}$. 64
- 6.29 Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 65
- 6.30 Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,102\text{ kg/s}$. 65
- 6.31 Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 51\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 66
- 6.32 Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 66
- 6.33 Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 138\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 67
- 6.34 Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$. 67

6.35 Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,0793\text{ kg/s}$.	68
--	----

B.1 Curva de calibração da placa de orifício	81
--	----

Lista de tabelas

5.1 Propriedades dos fluidos refrigerantes R – 22* e Etanol	37
5.2 Experimentos realizados	41

Nomenclatura

Letras Latinas

A – Área	$[\text{m}^2]$
b – Distância finita	
C_p – Calor específico	$[\text{J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}]$
E – Espaçamento entre placas	$[\text{m}]$
k – Condutividade térmica	$[\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}]$
L – Calor latente	$[\text{J kg}^{-1}]$
M – Vazão mássica	$[\text{kg s}^{-1}]$
S(t) – Posição da frente de solidificação	$[\text{m}]$
t – Tempo	$[\text{s}]$
T – Temperatura	$[\text{ }^\circ\text{C}]$

v – Velocidade da frente $[m\ s^{-1}]$

x – Coordenada retangular

Δx – Espaço de malha em x $[m]$

Δt – Espaço de malha em t $[s]$

Letras Gregas

α – Difusividade térmica $[m^2\ s^{-1}]$

ρ – Densidade $[kg\ m^{-3}]$

Superescritos

p – Número de iterações

Subscritos

f – Fluido de trabalho

m – Mudança de fase

w – Parede

Siglas

LHTES - armazenador de energia térmica de calor latente

PCM – Material de mudança de fase

Capítulo 1

1-Introdução

No fenômeno de mudança de fase são vários os mecanismos atuantes quando acontece a mudança de fase do sólido para o líquido ou na direção oposta, isto é, solidificação ou fusão; este fenômeno está associado com muitas aplicações práticas. Estas ocorrem numa diversa gama de processos industriais, tais como processamento de metais, solidificação de fundições, engenharia ambiental e sistemas de armazenamento de energia térmica em estações espaciais. Nestes processos, a matéria é submetida a uma mudança de fase. Consequentemente, uma fronteira ou interface que separa as duas diferentes fases se desenvolve e move-se na matéria durante o processo. As propriedades de transporte variam de forma considerável entre as fases, o que resulta em taxas de energia, massa e transporte de momento totalmente diferentes de uma fase para outra, Hu (1996). Nesta classe de problemas, a posição da fronteira móvel não pode ser identificada à priori, mas será determinada como parte importante da solução. Problemas de interface móvel se referem também como problemas de Stefan, que foram estudados ainda no ano de 1831 por Lamé e Clapeyron, como mencionado em Hu (1996).

A compreensão destes fenômenos é de fundamental importância na hora de projetar e desenvolver diversos equipamentos que envolvem processos de mudança de fase, tanto na área industrial quanto na área científica. De particular importância são os chamados “bancos de gelo”, com elevada capacidade de armazenamento de energia comparado a um armazenador de calor

sensível. Esta diferença na capacidade de armazenamento é possível pela mudança de fase que sofre a água ou material de mudança de fase (PCM). Os bancos de gelo são equipamentos de armazenamento de energia em forma de calor latente a baixas temperaturas. Estes equipamentos são utilizados principalmente no condicionamento de ar em prédios, residências, escritórios, comércio e indústria em geral. Entre outras aplicações, pode-se citar o uso na indústria de alimentos e em centrais termelétricas, onde o rendimento das turbinas é acrescentado resfriando o ar de admissão, Quispe (1996).

Segundo Ismail (1998), o objetivo fundamental destes equipamentos é aliviar os efeitos dos picos de carga elétrica, que são períodos de tempo críticos da demanda de energia elétrica. Outro aspecto importante é que permitem que o sistema de condicionamento de ar seja menor, já que os picos de consumo podem ser atendidos pelo frio armazenado. Além disso, favorecem um funcionamento mais uniforme destes sistemas.

A energia é armazenada no PCM, que para o banco de gelo é a água. Estes equipamentos são constituídos por vários componentes que podem ser distribuídos em subsistemas. Segundo Silver, Milbitz, Jones, Peterson, e Hunn (1989), estes são: 1. circuito de refrigeração, 2. circuito de fluido de transporte, 3. componentes de controle e 4. componentes miscelâneos. Durante o período de carga do armazenador é utilizado o circuito de refrigeração que resfria o fluido de trabalho e troca energia térmica com o material de mudança de fase, o qual uma vez solidificado serve como armazenador de energia térmica de calor latente.

1.1-Importância do tema no contexto geral

A energia desenvolve um importante papel na prosperidade econômica e na competitividade tecnológica de uma nação. Pode-se prever apenas de uma maneira aproximada, a disponibilidade futura, demanda e preço de formas de energia. Por isso é importante ter uma ampla variedade de tecnologias disponíveis para atender as necessidades de energia no futuro. Além disso, as tecnologias desenvolvidas devem garantir a segurança energética, eficiência e qualidade ambiental para a nação, Dinçer, et. al., (2002). Os sistemas de armazenamento térmico estão sendo promovidos por que podem reduzir substancialmente o consumo total de energia,

deste modo conservando combustíveis fósseis e reduzindo o custo da importação de petróleo. Uma vez que os problemas técnicos, econômicos e os riscos tenham sido reduzidos através do seu desempenho comprovado, espera-se que os sistemas de armazenamento térmico sejam aceitos como uma opção atraente no setor industrial e comercial. Entre outros benefícios, um aumento na eficiência energética e benefícios ambientais.

A energia é uma questão crítica na economia de todos os países sendo indispensável na indústria, economia, agricultura, comércio e para uso pessoal. Mediante seu uso é possível extrair, processar, fabricar materiais e convertê-los em produtos para o consumo.

A energia elétrica em particular é uma forma de energia de alta qualidade termodinâmica e de grande flexibilidade de utilização. Muitas tarefas só podem ser realizadas através dela, fazendo com que tenha um lugar único e privilegiado entre as diferentes formas de energia. Entretanto, são necessárias tecnologias complexas para a obtenção desta energia, o que encarece seus custos.

O consumo de energia elétrica nos setores residencial, comercial e industrial varia continuamente durante o dia e ainda de acordo com cada estação, da mesma forma acontece com a geração de energia elétrica. O ajuste do consumo e da produção de energia elétrica é vital, sendo objetivo de numerosos estudos. Os sistemas de armazenamento térmico e os bancos de gelo têm a finalidade de equilibrar estas diferenças. De especial interesse é a curva da demanda de energia elétrica. Existem períodos determinados em que a demanda eleva-se bruscamente, formando picos que levam às “horas de pico”. Este fato ocasiona enormes dificuldades técnicas e econômicas nas centrais de geração e como consequência, aparecem tarifas especiais onde os custos se elevam substancialmente. De maneira oposta, existem também períodos de tempo onde o consumo é menor que a média, as denominadas horas “off peak”, ou horas fora de pico. A potência instalada nas centrais de geração deve abastecer às demandas máximas, ou seja, nas “horas de pico”, e para que isto aconteça são instalados geradores auxiliares ou ampliadas as plantas de geração, isto só para abastecer a demanda por um período de tempo curto, tornando a eficiência das instalações baixa fazendo com que os geradores trabalhem em regime de carga parcial. Esta é a principal justificativa na realização deste trabalho, já que os bancos de gelo armazenam energia térmica em forma de gelo justamente nas horas fora de pico (onde a demanda

é menor e conseqüentemente também seu custo) para depois liberá-la nas horas de pico, ajudando desta maneira a diminuir a potência instalada e como conseqüência, as respectivas diminuição dos custos e aumento da eficiência do sistema.

O presente trabalho propõe o estudo de um banco de gelo de placas paralelas como um tipo de armazenador térmico de calor latente como uma opção de conservação de energia.

1.2-Delimitações e hipóteses

São admitidas as seguintes considerações na realização do presente trabalho, as quais serão comentadas com mais detalhe no capítulo 3:

- Propriedades físicas do material de mudança de fase constantes.
- Material de mudança de fase à temperatura de solidificação.
- A transferência de calor é unidimensional.
- Processo de solidificação regido pela condução, desprezando os efeitos convectivos na fase líquida.
- Distribuição simétrica das placas no banco de gelo.
- Temperatura da parede variável em função do tempo.

1.3-Objetivos

Existe uma grande variedade de trabalhos sobre armazenadores de calor latente em diversas geometrias, como os bancos de gelo de tubos, encapsulados e de placas paralelas, como é estudado no presente trabalho.

Avaliar o funcionamento de um banco de gelo significa quantificar os parâmetros relevantes que o caracterizam, tendo como objetivo obter os valores ótimos destes parâmetros; esta avaliação pode ser feita através de ensaios numa bancada experimental ou de maneira teórica.

Para dispor de uma bancada experimental é necessário construir, montar e implementar a bancada para realizar os diferentes ensaios. Este procedimento pode ser trabalhoso e de custo muito elevado tornando-o muitas vezes impossível de ser realizado.

A outra alternativa é utilizar o método teórico, que consiste em construir um modelo matemático que represente o fenômeno ou processo através das equações governantes. Este modelo pode ser resolvido utilizando diversos métodos, tanto analíticos como numéricos. A grande vantagem do método teórico é que permite simular o modelo experimental de uma maneira mais flexível, com um custo menor muitas vezes, e num tempo muito menor.

Baseado nisto, o objetivo deste trabalho consiste no estudo da solidificação da água em placas paralelas, as quais constituem o banco de gelo, avaliando a influência das variáveis independentes como a temperatura do fluido de trabalho, o espaçamento entre as placas e a vazão do fluido de trabalho. Além disso, foi desenvolvido um programa computacional com formulação numérica para avaliar a influência destas variáveis dentro do fenômeno de solidificação e comparar com os resultados experimentais.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

Esta revisão bibliográfica teve como objetivo estudar vários trabalhos relacionados aos problemas de mudança de fase e armazenadores de calor latente, com seus diversos métodos analíticos e numéricos de solução. Na medida do possível, foi feita uma classificação neste sentido, embora em um mesmo trabalho pôde ser encontrada simultaneamente, uma abordagem experimental e numérica

2.1 Problemas de mudança de fase: solidificação e fusão.

Diversos pesquisadores têm estudado e salientam a importância do conhecimento dos problemas de fronteira móvel, destacando-se aqueles que envolvem mudança de fase, em várias aplicações na área da engenharia. No contexto deste trabalho, o termo “mudança de fase” refere-se apenas aos processos relativos à solidificação e fusão.

Uma extensa literatura pode ser encontrada sobre a diversidade da aplicação dos processos de mudança de fase, tornando-se relevante a descrição e o estudo da condução de calor com mudança de fase. Entre tais aplicações pode-se destacar a formação de gelo em lagos e rios, o congelamento da água em sistemas de tubulações, sistemas de energia térmica, congelamento de alimentos, solidificação de metais, etc.

Em um breve resumo histórico, Lamé e Clapeyron (1831), citados por Lunardini (1991) foram os primeiros a desenvolver trabalhos analíticos para tais problemas, em um estudo de solidificação de um líquido mantido à temperatura de mudança de fase. Outros autores como Franz e Neumann (1860) são também citados. Estes apresentaram uma solução exata para os problemas mais gerais de mudança de fase em coordenadas cartesianas, não obstante estas soluções terem sido publicadas apenas 50 anos depois, em 1912. Neumann concluiu que, se a posição da interfase se move com a raiz quadrada do tempo, então a solução por função erro satisfaria todas as condições. Em 1889, Stefan publicou trabalhos relativos a problemas em duas fases, em planos semi-infinitos e infinitos. Dois anos depois, em 1891, Stefan resolveu um problema unidimensional sobre a formação de gelo polar e observou que, na condição de solidificação isotérmica, a posição da interfase variava com a raiz quadrada do tempo, ratificando a solução previamente deduzida por Neumann, (Yao e Prusa, 1989).

Segundo Lunardini (1991), devido à importante contribuição dos trabalhos de Stefan, o caso particular dos problemas de condução com mudança de fase onde o meio encontra-se na temperatura de mudança de fase, é denominado *Problema de Stefan*.

Posteriormente a estes trabalhos publicaram-se outros para casos de maior complexidade e para condições de fronteira diferentes, entre eles destaca-se o de London e Seban (1943). Estes autores descreveram um método aproximado para a determinação da taxa de formação de gelo para as superfícies plana, cilíndrica e esférica. Consideram que a energia de resfriamento do gelo é desprezível, ao ser comparada com o valor do calor latente. Afirmaram que, quando a relação de calor sensível com o calor latente do gelo é menor que um, o erro introduzido tem um valor pequeno. Eles assumiram as seguintes condições: temperatura inicial igual à da fusão, uma fase inicialmente presente, resfriamento convectivo na parede, convecção na região líquida do PCM e região semi-infinita.

Landau (1949) resolve um problema de fusão onde o líquido é continuamente eliminado. Este problema é conhecido como “ablation”, termo inglês. Na solução das equações governantes o autor utiliza uma nova ferramenta matemática denominada transformação em coordenadas, que

segundo Yao e Prusa (1989) é um dos métodos mais confiáveis na resolução dos problemas de Stefan.

As pesquisas neste campo continuaram, e novas dificuldades eram encontradas, e com elas surgiram também novos métodos de solução tais como o método analógico com circuitos R-C, o métodos dos analisadores diferenciais eletrônicos e os métodos numéricos.

O método das diferenças finitas começa a ter sucesso em 1928 com o trabalho de Courant, Friederich e Levy, citados por Carhanan et al. (1969). Com o desenvolvimento desta nova técnica numérica, Murray e Landis (1959) resolveram o problema de Stefan por dois enfoques referentes ao deslocamento da frente de solidificação: malha móvel e malha fixa. Resolveu-se este problema para as seguintes condições: uma fase inicialmente presente, temperatura inicial maior que da fusão, região finita, resfriamento a temperatura da parede constante, e condução pura na interface. Na resolução pelo método de malha móvel nota-se que o incremento cresce na região sólida e diminui na região líquida, enquanto que pelo método na malha fixa nota-se que o incremento de espaço permanece constante ao longo do processo de solidificação. Os autores mencionaram que uma das principais características é que o método da malha móvel é mais apropriado para a determinação da frente de solidificação, enquanto no método de malha fixa, ambos parâmetros, temperatura e posição, são calculados diretamente.

Boger e Westwater (1967), numa abordagem matemática similar ao trabalho de Murray e Landis (1959), introduziram algumas modificações para incluir uma condição de contorno dependente do tempo e uma condição inicial que é função da distância axial. As propriedades físicas variavam com a temperatura. Basicamente, foram resolvidos dois problemas: sólido e líquido inicialmente presentes e uma fase inicialmente presente. Estes autores também apresentaram resultados de um trabalho experimental. Foram feitas medidas das velocidades interfaciais, distribuições de temperatura transientes e de estado estacionário para fusão e solidificação de água numa célula experimental com dimensões especificadas. Os experimentos foram realizados considerando forças de empuxo no líquido, com forças de empuxo existentes, porém insuficientes para causar convecção, e com convecção natural ocorrendo continuamente. Segundo os autores, em ausência de convecção natural, os resultados têm boa concordância como

as predições da técnica numérica utilizada por Murray e Landis (1959). Os autores concluíram que os resultados são mais aproximados por meio de cálculo condutivo para os casos onde há ausência de forças de empuxo, quando o número de Rayleigh é inferior a 1700.

Problemas de transferência de calor envolvendo solidificação e fusão são de grande importância para várias aplicações em engenharia. Segundo Cho e Sunderland (1969) soluções exatas para este problema são muito limitadas. A solução exata mais importante foi desenvolvida por Neumann, mencionado pelos autores, que determinou a distribuição de temperatura e a taxa de solidificação e fusão de um corpo semi-infinito. Cho e Sunderland (1969) apresentaram uma solução exata para a distribuição de temperatura e a taxa de mudança de fase para um corpo semi-infinito onde a mudança de fase ocorre numa faixa de temperatura. Foi desenvolvida uma solução para uma placa finita onde a temperatura da superfície muda instantaneamente e permanece a uma temperatura diferente da faixa de temperatura de mudança de fase e a temperatura inicial, para este caso é determinada a distribuição de temperatura transiente e a taxa de fusão. Foi usada também a solução integral de Goodman para encontrar a distribuição de temperatura.

A solidificação de PCM líquido entre duas placas por convecção a través de ar circulando num lado de uma das placas é estudado por Gutman (1986), onde se assume que o líquido encontra-se a uma temperatura crítica, e por outro lado a temperatura do ar está submetida a flutuações. Para a solução deste problema foi utilizado o esquema de balanço integral de calor. Foram considerados também outros casos particulares onde um lado da placa permanece isolado. Um desses casos corresponde ao problema de Stefan simples com solução exata.

Problemas de transferência de calor envolvendo mudança de fase são aplicados em sistemas de armazenamento térmico em estações espaciais e satélites orbitais, como é o caso do estudo de Majumdar e Sharma (1989). Um sistema de armazenamento térmico que utiliza material de mudança de fase como meio de armazenamento, utilizado em geração dinâmica solar para estações espaciais, missões espaciais e satélites orbitais. Este sistema, segundo os autores, precisa armazenar suficiente energia durante o período de luz solar, com a finalidade de proporcionar energia durante o período de eclipse da órbita. Com o objetivo de estudar o desempenho do material de mudança de fase, é necessário desenvolver um modelo de transferência de calor para

armazenar e remover calor do material de mudança de fase. O objetivo do trabalho destes autores foi precisamente desenvolver um modelo diferencial para o problema de fronteira móvel que possa ser usado para o estudo do desempenho de diferentes PCMs durante o período de absorção e rejeição de calor. Segundo os autores, uma solução para o problema de fronteira móvel é aplicar algoritmos numéricos à uma forma integral do modelo. Os resultados mostraram que quanto maior seja o valor do número de Stefan, maior a velocidade de solidificação. Foi observado também que a temperatura cai rapidamente perto da interface e durante o período inicial da solidificação.

2.2 Armazenadores de calor latente: Bancos de gelo

Sistemas de armazenamento térmico removem ou adicionam calor a um meio de armazenamento para ser usado em outro momento. Armazenamento térmico para aplicações em ventilação e ar condicionado (HVAC) envolvem armazenamento a várias temperaturas associadas com aquecimento ou resfriamento. O armazenamento a altas temperaturas é associado tipicamente com energia solar ou aquecimento a altas temperaturas. O armazenamento em baixas temperaturas, como condicionamento de ar, refrigeração ou processos criogênicos. Energia pode ser carregada, armazenada, descarregada diariamente, semanalmente ou em processos cíclicos.

Segundo Beckman e Gilli (1982), os bancos de gelo são armazenadores de energia térmica por calor latente (LHTES), e utilizados principalmente em processos de ar condicionado. Silver et al (1989) desenvolveram modelos matemáticos para cada componente dos sistemas de banco de gelo com o objetivo de simular o desempenho destes equipamentos. Estes autores mencionam os impactos dos picos da demanda como o principal objetivo dos bancos de gelo. Estes autores descreveram também os algoritmos utilizados para os dois elementos fundamentais dos bancos de gelo que são o evaporador e o tanque de armazenamento de gelo; mostram a análise na obtenção das propriedades termofísicas do PCM e do refrigerante, bem como também uma análise termodinâmica e de transferência de calor.

Grumman e Butkus (1988) descrevem os princípios básicos de funcionamento dos bancos de gelo da seguinte maneira: a energia armazenada no gelo é produzida pelo sistema de

refrigeração. A recuperação e utilização desta energia contida no gelo é feita pelo sistema de transporte de energia onde um fluido com temperatura de solidificação menor do que a água circula através de tubos no meio do banco de gelo, absorve o calor e o transfere ao ar por meio de trocadores de calor. Todo este sistema deve ser controlado cuidadosamente por um sistema de medidas de temperatura, velocidades, fluxos e outros. Além da descrição do funcionamento do banco de gelo, eles fazem um estudo técnico econômico para justificar o uso deste equipamento, apresentando tabelas contendo vantagens e desvantagens das diversas opções e mostram uma relação de custo benefício que ajuda na escolha dos bancos de gelo.

Kendall e Nadis (1980) mostraram nos seus dados estatísticos que as áreas comercial e residencial nos E.U.A. somam aproximadamente 36,6% do total de consumo de energia elétrica. Segundo as pesquisas, poderiam ser obtidas economias entre 30-50% desta energia, diminuindo assim os picos da demanda. Como resultado destas pesquisas, a indústria de ar condicionado, principal consumidor de energia elétrica nesses setores, começou a desenvolver e utilizar a tecnologia de bancos de gelo. Paralelo a esta iniciativa, as companhias de eletricidade, segundo Jekel (1993) citado por Ismail (1998), oferecem taxas de estrutura variável e estimulam o uso de energia durante o horário fora dos picos de demanda, que na maioria dos casos correspondem às horas noturnas.

Chen e Yue (1991), investigaram teórica e experimentalmente o desempenho térmico de um sistema de armazenamento de frio. O sistema proposto pode ser usado para trocar a demanda de energia elétrica de períodos de alta demanda para períodos onde a demanda é menor. Desenvolveram um modelo para determinar as características de armazenamento, utilizando o método de transformação de Laplace para a solução das equações. Os autores validaram sua teoria comparando-a com dados experimentais de perfis de temperatura obtidos para fluxos e temperatura de fluidos de entrada variáveis.

Segundo Brady (1994) alguns estudos têm reportado que, enquanto há demanda instantânea de energia em horas “on peak” ou de pico, alguns sistemas de armazenamento de gelo incrementam o consumo anual de energia. Neste trabalho o autor usou dados de alguns prédios para demonstrar que os impactos negativos que revelam estes estudos podem ser evitados se os

projetistas conseguirem tirar a maior vantagem das características tecnológicas dos bancos de gelo, além disso, podem reduzir o consumo anual de energia, a demanda pico, reduzir os custos anuais de operação, e reduzir o impacto ambiental. O autor conclui este trabalho fazendo algumas recomendações para minimizar o consumo anual de energia dos sistemas de armazenamento de gelo, como por exemplo: uma apropriada seleção da capacidade do armazenador para que seja capaz de fornecer 55 ou 60% da carga máxima de resfriamento diária, e o projeto do sistema de armazenamento de gelo como parte integral do prédio para maximizar suas capacidades dentro de uma aplicação específica.

O projeto e dimensionamento dos componentes de um sistema de armazenamento térmico ou banco de gelo, depende de fatores como a energia total de resfriamento diária, a estratégia utilizada e alguns outros. Carey *et al.* (1995) desenvolveram um modelo para bancos de gelo para simular as compensações entre o “chiller” e a capacidade do tanque de armazenamento para diferentes perfis de carga e para avaliar duas estratégias de armazenamento: (a) estratégia de carga total e (b) estratégia de carga parcial. No primeiro caso, a energia de resfriamento total necessária é fornecida pelo tanque de armazenamento de gelo e no segundo caso, o chiller e o tanque de armazenamento trabalham simultaneamente para fornecer a energia de resfriamento necessária. Estes autores concluíram que o tamanho do “chiller” para os sistemas convencionais de ar condicionado depende da carga de ponta, ao contrário dos sistemas com banco de gelo, que depende da energia fornecida pelo tanque de armazenamento, pela necessidade de recarga do tanque de armazenamento, e no caso da estratégia de carga parcial para completar o resfriamento fornecido pelo tanque, além disso, os tamanhos do “chiller” e do tanque para o caso da estratégia de carga parcial são quase a metade do que se precisa para o caso da estratégia de carga total.

O armazenamento de energia em paredes, tetos e chão de prédios pode ser melhorado encapsulando PCM adequado entre estas superfícies para receber energia solar diretamente e melhorar o conforto humano, desta maneira diminuindo a frequência das oscilações de temperatura do ar interno e mantendo a temperatura o mais próximo da desejada por um período de tempo mais prolongado. Khudhir e Farid (2004) analisaram um sistema de armazenamento de energia incorporando PCM, o qual foi usado em prédios. Segundo esses autores, as pesquisas em armazenamento térmico onde o PCM é encapsulado em concreto, gesso, teto e chão estiveram em

andamento por algum tempo. Discutiram também os problemas associados à aplicação de PCM considerando a seleção de materiais e métodos usados para contê-lo.

2.3 Trabalhos numéricos e experimentais

Existe na literatura uma grande variedade de trabalhos numéricos na área de transferência de calor envolvendo problemas de mudança de fase. Estes problemas, dependendo da complexidade, possuem ao mesmo tempo diversas soluções. Ismail (1998) apresenta um estudo bastante amplo sobre os métodos de solução para diversos casos de problemas de mudança de fase. O autor classifica estas soluções da seguinte maneira: (a) soluções exatas: restritas a problemas de Stefan simples com algumas condições como transferência unidimensional, geometria semi-infinita, temperatura inicial uniforme, temperatura constante imposta no contorno e propriedades constantes; (b) soluções analíticas: aplicam-se para casos unidimensionais que possuem domínio infinito ou semi-infinito, condições iniciais e de contorno simples e propriedades constantes, são chamadas também de soluções de similaridade, (c) métodos aproximados: usados para resolver problemas de mudança de fase de fase única, onde o calor sensível é desprezível em relação ao calor latente; (d) métodos numéricos, existem uma série de métodos numéricos para a resolução de problemas de mudança de fase que apresentaremos em ordem cronológica, tentando destacar os objetivos, hipóteses adotadas no modelo, métodos de resolução e resultados obtidos.

Métodos integrais aproximados similares aos usados nas equações da camada limite em dinâmica de fluidos, são desenvolvidos por Poots (1962) para a determinação da posição da interface durante a solidificação de água inicialmente à temperatura de fusão. Foram estudados os casos de solidificação de uma região semi-infinita com temperatura de parede constante, em cilindros circulares e em esferas. Os resultados obtidos para cilindros circulares pelo método integral foram comparados com soluções numéricas existentes obtidas pelo método da relaxação.

Os problemas de mudança de fase segundo Lazaridis (1970), têm a característica comum de apresentarem uma interface móvel, movimento que depende do gradiente de temperatura

aplicado. Em consequência, a solução destes problemas apresenta uma dificuldade inerente, uma vez que a mobilidade da interface sólido-líquido torna o problema transiente e não linear. Devido a essa dificuldade, as soluções exatas aparecem em apenas um número limitado de problemas, tornando-se necessário, portanto, a recorrência aos métodos analíticos e principalmente numéricos.

Huang e Shih (1975) desenvolveram um novo método de perturbação para problemas de solidificação de líquidos num sistema de coordenadas plano. Este método consiste em imobilizar a interface móvel pela transformação de Landau, substituindo a variável do tempo pela interface móvel e aplicando o parâmetro regular da técnica da perturbação. Os autores concluíram que a solução pela técnica da perturbação para a solidificação plana de um líquido saturado com temperatura de parede constante é idêntica à solução exata. Foram feitas também comparações de soluções com o método de perturbação para a solidificação do escoamento de um líquido morno numa placa plana resfriada, com os resultados experimentais de Siegel e Savino (1966), mencionados pelos autores.

Fortes (1981) estudou o caso de um armazenador de calor latente onde material de mudança de fase fica em volta da carcaça cilíndrica e o fluido de trabalho escoa pelos tubos sem aletas. Considera a transferência de calor unidimensional com temperatura em função do raio. Na resolução das equações governantes foi utilizado o método analítico e comparado com outras soluções analíticas aproximadas. Foi encontrada uma boa concordância. O processo de fusão foi analisado para dois casos: uma a temperatura constante e outra com fluxo de calor constante como condição de fronteira. O modelo apresentado não considera interferência entre as frentes de solidificação quando o armazenador é multitubo. O autor conclui que para o funcionamento dos armazenadores de calor latente não existe um pico de entrega de calor no princípio do processo e o número de Stefan e de Biot devem ser baixos. Com respeito à análise da fusão, deduziu que os armazenadores de tubos horizontais apresentam maior dificuldade por não existir simetria nas frentes de fusão em cada tubo.

Uma formulação da equação integral acoplada para a resolução de problemas de mudança de fase desenvolvida por Menning e Ozisik (1985) para obter uma expressão analítica para a

localização da interface móvel resultante da aplicação da temperatura de superfície que varia com o tempo. Esta solução de baixa ordem é comparada com a solução exata para o caso da temperatura de superfície constante e com a solução com diferenças finitas para o caso com temperatura de parede variável com o tempo. Os autores concluíram que os resultados são suficientemente precisos sobre a faixa do número de Stefan acima de 5.

Prud'home *et al.* (1989) aplicaram o método das coordenadas forçadas para avaliar o problema de solidificação interno, assumindo propriedades constantes para o líquido inicialmente à temperatura de fusão. Uma aproximação unificada foi utilizada para avaliar simultaneamente a solidificação em geometria plana, cilíndrica e esférica para três tipos de condição de contorno. Foram feitas comparações das soluções numéricas e das soluções utilizando o método da perturbação no caso da solidificação em geometria plana

Gonçalves (1991) analisou um modelo bidimensional do problema de mudança de fase em uma unidade de armazenamento térmico com tubos axialmente aletados. Assumiu que a temperatura de entrada do fluido de trabalho e o coeficiente convectivo são constantes e a transferência de calor é puramente por condução. Foi utilizado o método entálpico na solução numérica, aplicando o conceito do volume de controle para a discretização das equações governantes. Determinou que o número de aletas e a altura são fatores importantes no tempo de solidificação.

O método implícito de diferenças finitas foi utilizado por Zeng e Xin (1991) para resolver problemas de mudança de fase multidimensional. Desenvolveram um esquema em termos de acoplamento da entalpia e fronteira móvel. Esta solução é baseada na separação do calor sensível e latente numa formulação entálpica. Introduziram os conceitos de razão de mudança de fase e a razão de mudança de fase volumétrica, assumindo a interface em linha reta, e melhorando a representação da densidade de fluxo de calor no volume de controle que contém a interfase móvel. A entalpia específica sensível e a interface móvel são acopladas num sistema não linear de equações discretizadas. Os problemas de teste avaliados neste trabalho são relevantes aos problemas bidimensionais e propriedades constantes.

Melo (1992) apresenta um trabalho de fusão dominado por convecção de um PCM numa cavidade anular. Na formulação do problema foi utilizada a função corrente e a vorticidade. A posição da frente de solidificação foi determinada diretamente, sem nenhum processo de interpolação ou de regressão polinomial. Para a solução das equações governantes aplicou o método numérico de volume de controle com uma grade fixa. As linhas de corrente são determinadas da função corrente, que representam as correntes convectivas na fase líquida do material de mudança de fase. Os resultados foram comparados com soluções teóricas e experimentais obtendo boa concordância, foi determinada também a efetividade do armazenador em função do tempo. Uma vantagem importante deste modelo é o baixo custo computacional para a resolução do problema.

Pimentel (1995) apresenta um estudo da solidificação em meios porosos planos saturados, com líquido aplicando as seguintes condições: contorno inferior com temperatura subitamente diminuída e contorno superior sujeito a duas situações independentes: a primeira com convecção natural ou forçada e a segunda com isolamento térmico. Para a solução do problema utilizou o método numérico de diferenças finitas e uma malha fixa para a discretização das equações governantes. Verifica experimentalmente os resultados obtidos realizando várias simulações para diferentes condições de contorno e empregando diferentes materiais sólidos em meios com porosidade variada. Conclui que o modelo desenvolvido proporciona boa concordância com os resultados experimentais exceto para materiais porosos altamente condutores.

Quispe (1996) realizou um estudo experimental e numérico para avaliar um banco de gelo de tipo placas paralelas. Para a resolução das equações governantes foi utilizado o método das diferenças finitas e para a discretização do modelo matemático foi utilizado o método de malha fixa no domínio de espaço. Assumiu que a transferência de calor por condução é unidimensional com temperatura de parede constante ou variando uniformemente em função do tempo. Obteve parâmetros relevantes como: taxas de fluxo de calor superficial, velocidades e tempos de carregamento, calor armazenado e distribuição de temperatura nas fases líquida e sólida. Efeitos das variáveis independentes como: temperaturas iniciais da água, temperaturas de resfriamento e espaçamento das placas sobre os parâmetros relevantes foram quantitativamente mostrados neste estudo. O modelo computacional foi validado com resultados experimentais.

Zuca *et al.* (1997) desenvolveram uma nova aproximação matemática para problemas de transferência de calor envolvendo solidificação e convecção natural. Estudaram o caso de um domínio de geometria plana com duas placas paralelas cujos lados são resfriados. Foi desenvolvida uma solução intuitiva onde o termo da convecção térmica na interface sólido-líquido foi introduzido e a taxa de crescimento da frente de solidificação foi calculada aplicando o método da perturbação. Estes resultados foram comparados com resultados experimentais realizados numa unidade de armazenamento térmico (TES) com um PCM de baixo ponto de fusão.

Caldwell e Chan (1998) aplicaram uma formulação entálpica para problemas de Stefan para vários tipos de domínios, incluindo geometrias cilíndricas, esféricas, anulares e domínios bidimensionais quadrados. Os autores compararam os resultados com soluções exatas, quando disponíveis. As comparações foram feitas entre a formulação entálpica e o método de balanço integral de calor. Concluíram que o método entálpico proporciona boa concordância quando comparado com o método de balanço integral, exceto para números de Stefan muito pequenos, onde se encontra discrepância.

Ismail *et al.* (1999) apresentaram resultados numéricos e experimentais do estudo de um banco de gelo de placas paralelas com o objetivo de identificar a relativa importância dos parâmetros geométricos e operacionais e sua influência no desempenho do banco de gelo. O modelo foi baseado na formulação unidimensional do problema de mudança de fase. Este modelo numérico foi desenvolvido usando o método das diferenças finitas com grade fixa. Os resultados numéricos foram comparados com aproximações analíticas e também com os resultados experimentais. Estes autores mostram resultados da quantidade de energia armazenada, a posição da interface e o tempo de solidificação completa, tendo como variáveis a temperatura inicial do PCM, a temperatura da parede e o espaçamento entre as placas. Concluíram que os efeitos convectivos tornam-se mais consideráveis no processo de descarga e quando as dimensões geométricas se tornam cada vez maiores. Foi observado também que o espaço entre as placas e a

temperatura da placa são os parâmetros que mais influenciam na fração de massa solidificada e no tempo de solidificação completo.

Chun e Park (2000) utilizaram o método das diferenças finitas para avaliar o problema de mudança de fase sólido-líquido com uma malha fixa e implícita no tempo. A proposta deste trabalho foi desenvolver um método numérico num sistema de malha fixa de maneira eficiente e precisa para o problema de mudança de fase onde a condução é dominante, utilizando a discretização por diferenças finitas para a equação da condução na forma entálpica. O sistema de malha é de espaço uniforme. Apesar de ter sido utilizado o método implícito nesta análise, os espaços de tempo devem ser restritos tal que a distância que a frente se move durante este espaço de tempo deve ser menor que o espaço da malha. Segundo os autores, o movimento da frente de solidificação é maior nas primeiras etapas do cálculo devido ao aumento do fluxo de calor, isto é, a diferença de temperaturas é alta. Para este trabalho, o espaço de tempo foi escolhido para um primeiro momento. Conhecendo-se o primeiro movimento da frente, calcula-se o novo espaço de tempo. Os autores fizeram várias comparações com trabalhos similares, obtendo boa concordância. Uma delas foi a comparação feita com a solução exata.

Uma solução analítica para a localização temporal da interface sólido-líquido de um processo de mudança de fase que ocorre em canais de placas paralelas é apresentada por Sahin e Dincer (2000). O movimento da interfase móvel é governado pelo resfriamento por convecção na superfície de uma das placas, enquanto se aplica um fluxo de calor na superfície da outra placa. A posição da interface é determinada. Foi também investigada a variação do número de Biot com relação ao número de Fourier.

Em armazenamento de calor latente, técnicas para aumentar a transferência interna de calor tais como aletas, precisam ser usadas por causa da baixa condutividade térmica do PCM. Segundo Lamberg e Sirén (2003) o aumento da transferência interna de calor é essencial, especialmente em processos de solidificação onde a principal forma de transferência é através da condução. O objetivo do trabalho destes autores é apresentar um modelo analítico simplificado que possa prever a localização da interface móvel e a distribuição de temperatura na aleta no processo de solidificação com a temperatura de parede constante num armazenador

bidimensional de PCM aletado. São comparados resultados analíticos e numéricos. Foi observado que o modelo analítico é o mais adequado para prever a localização da interface e a distribuição de temperatura na aleta. Foi também calculada a fração de massa de PCM solidificado. Estes autores concluíram que a simplificação do modelo bidimensional de transferência de calor para unidimensional afeta na precisão dos cálculos. Contudo, a precisão do modelo analítico aproximado é boa. Este modelo é útil no pré-projeto do armazenador, com a ajuda do modelo é possível comparar várias alternativas de armazenamento em um tempo razoável.

Lin e Jiang (2003) desenvolveram um modelo melhorado de análise quase constante para avaliar processos de congelamento em placas, cilindros e esferas. No modelo é adicionado um termo ao perfil de temperatura para simular o efeito transiente na distribuição de temperatura na fase sólida. Este termo é baseado na taxa de fluxo de calor da interface à superfície fria. Segundo os autores, o erro relativo máximo da localização da interface móvel obtido pela análise quase estática é da ordem de 3%, em comparação com os resultados obtidos pela solução exata para o caso da solidificação numa placa. Para o caso dos cilindros e esferas, as comparações foram feitas com resultados da literatura, já que não existe solução exata disponível. O erro relativo para estes casos é menor que 4%, enquanto que o erro para o método quase estático é da ordem de 42%. Os autores concluíram que esta nova análise melhorada quase estática mantém a simplicidade de uma aproximação quase estática incrementando a precisão.

Por causa da complexidade dos sistemas, experimentos são muitas vezes o procedimento mais adequado para obter uma medida do desempenho real de um processo. Stritih (2004) estudou experimentalmente as características de transferência de calor de um armazenador térmico de calor latente com superfície aletada, em termos dos processos de solidificação e fusão e comparando-os com uma superfície lisa. O PCM usado foi parafina, com ponto de fusão de 30 °C. Foi feita uma nova correlação entre os números adimensionais de Nusselt e Rayleigh. A comparação das equações de solidificação e fusão mostra a presença de convecção natural durante o processo de fusão, o que acrescenta a transferência de calor. Já na solidificação, a condução é dominante. O autor conclui que o armazenamento de calor (fusão) não é um problema durante aplicações de armazenamento térmico, e que a extração de calor (solidificação) pode ser efetivamente melhorada com aletas. Este trabalho também apresenta o estudo da

efetividade das aletas, indicando que, para números de Fourier baixos, a faixa é menor que 1. A razão disto é que a convecção natural, que é dominante na fusão, é reduzida por causa das aletas. A efetividade das aletas durante a solidificação mostra que melhora até um valor de 3,06. Isto mostra que a transferência de calor durante a solidificação aumenta se aletas são incluídas. Neste caso, o tempo de solidificação é reduzido em 40%.

Durante a mudança de fase em um sistema de armazenamento de calor latente, a interface sólido-líquido se afasta da superfície de transferência de calor e o fluxo de calor da superfície diminui por causa do aumento da resistência térmica do meio fundido ou solidificado. Técnicas para melhorar a transferência de calor, tais como aletas, precisam ser usadas para aumentar a fração de transferência de calor no armazenamento. Lamberg (2004) desenvolveu um modelo analítico simplificado que prediz a localização da interface e a distribuição de temperatura na aleta no processo de solidificação com temperatura de parede constante. O armazenador está inicialmente em estado líquido e a temperatura é maior que a de fusão do PCM. Os resultados numéricos obtidos usando o método de capacidade de calor são comparados com os resultados analíticos, sendo este último o mais preciso para estimar a temperatura da aleta e a posição da interface sólido-líquido para as medidas especificadas pelo autor. O erro para a fração de massa de PCM solidificado é de 10% quando usado o modelo analítico ao invés do modelo numérico bidimensional.

Espinosa *et al.* (2004) conduziram a simulação dos processos simultâneos de solidificação e fusão que calcula a velocidade transiente e o campo térmico em um sistema composto de dois materiais. As equações governantes são resolvidas usando o método de elementos espectrais. Neste trabalho foram estudados dois casos, o primeiro onde aparece convecção natural na região do sólido fundido e o segundo onde a convecção aparece no material líquido. Foi calculada a faixa de crescimento da frente de solidificação. Os autores compararam os resultados do modelo apresentado com a solução exata de condução unidimensional para tempos curtos do processo transiente, com resultado satisfatório.

Segundo Erek *et al.* (2005), trocadores de calor do tipo casco e tubo são os dispositivos mais promissores para o uso em sistemas de calor latente, os quais requerem máxima eficiência

com um volume mínimo. Um dos métodos usados para acrescentar a taxa de energia armazenada é aumentar a superfície de transferência de calor utilizando superfícies aletadas. Estes autores estudaram o processo de mudança de fase experimental e numericamente. Utilizaram para este fim, um tubo radialmente aletado, onde o PCM está em volta do tubo e o fluido refrigerante passa pelo interior deste. A simulação numérica foi desenvolvida para avaliar os efeitos das aletas no dispositivo, tais como espaçamento e diâmetro, e os parâmetros de escoamento, número de Reynolds e temperatura de entrada e saída do fluido refrigerante, estes resultados foram comparados experimentalmente.

Os trabalhos citados acima foram utilizados como referência para entender melhor o fenômeno de mudança de fase, e suas mais variadas formas de solução. Encontrou-se uma grande quantidade de trabalhos numéricos e experimentais. De maneira especial o trabalho de Quispe (1996) quem abordou o estudo do processo de mudança de fase da água como PCM em um banco de gelo de placas paralelas. Este estudo teve como principal objetivo determinar a influência de determinados parâmetros como são: espaçamento entre placas, temperaturas iniciais da água e temperaturas de resfriamento no processo de mudança de fase. A grande diferença entre o trabalho de Quispe (1996) e o presente trabalho está no fato que o primeiro fez uma análise sobre a unidade de banco de gelo como um armazenador de energia térmica de calor latente, visando a avaliação do desempenho do banco de gelo de maneira geral; já no presente trabalho se teve como principal objetivo analisar somente o processo de solidificação da água em um banco de gelo de placas paralelas tendo em consideração a influência de alguns parâmetro como são: temperatura da parede, espaçamento entre as placas e a vazão do fluido de trabalho. Cabe ressaltar o grande aporte do trabalho de Quispe (1996) no desenvolvimento do presente estudo.

Capítulo 3

Análise Matemática

3.1 Introdução

Para entender e avaliar um fenômeno físico é necessário elaborar um modelo matemático que represente satisfatoriamente o processo, assim este modelo terá validade.

O objetivo deste capítulo é apresentar um modelamento matemático do problema de mudança de fase envolvendo solidificação de água. Tendo em conta as equações de conservação e as condições de contorno próprias deste problema. Para o presente estudo foram consideradas algumas hipóteses, como mencionado no capítulo 1, estas são: (a) propriedades físicas do material de mudança de fase constante, que, segundo Cho e Sunderland (1974), mencionado por Quispe (1996), para a faixa de (+20 a -20 °C) as propriedades do PCM permanecem constantes. (b) material de mudança de fase à temperatura de solidificação, isto é, a uma temperatura mais próxima possível de zero graus Celsius. (c) transferência de calor unidimensional, isto é, na direção do eixo x, perpendicular à parede da placa. (d) solidificação regido por condução, desprezando os efeitos convectivos, isto é, considera-se que a convecção não tem efeitos significativos, dado que estes efeitos são mais presentes no fenômeno da fusão, também por considerar que a temperatura inicial no PCM é próxima à da solidificação, e pelo espaçamento entre as placas não ser grande o suficiente para considerar os efeitos convectivos no processo de solidificação. (e) distribuição simétrica das placas no banco de gelo, isto é, elas encontram-se a

distâncias iguais uma da outra. (f) temperatura de parede constante e variável em função do tempo: consideraram-se estes dois casos para a análise. O modelo foi desenvolvido para um domínio sólido, devido a que a água encontra-se inicialmente à temperatura de mudança de fase, como explicado na hipótese (c), e permanece assim durante o processo todo.

3.2 Modelo físico

O modelo físico consiste no processo solidificação de água que acontece nas cavidades formadas entre as placas planas que constituem o banco de gelo durante o carregamento. Estas placas são idênticas e se encontram equidistantes uma da outra.

Observa-se na Figura 3.1 que existe simetria entre as placas que constituem o banco de gelo, onde as placas são idênticas, e o modelo poderia restringir à análise do fenômeno que acontece entre duas placas. Entretanto, considerou-se a análise de uma só placa, considerando que o fenômeno se comporta de maneira idêntica em todas as cavidades. O eixo de simetria é considerado como uma condição de isolamento, como descrito por Quispe (1996).

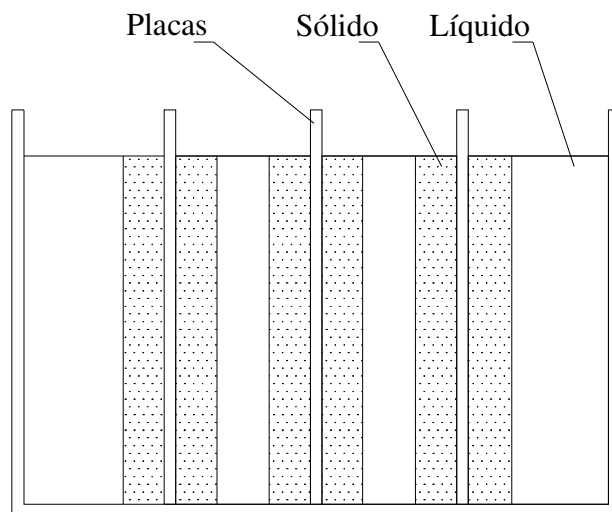


Figura 3.1 – Esquema do banco de gelo de placas paralelas mostrando o início da solidificação

Com a formulação do modelo mais simplificado, começa-se a desenvolver o problema. O líquido está confinado a uma região semi-infinita, determinada pelo espaçamento entre as duas placas e inicialmente à temperatura de mudança de fase. A temperatura das placas começa a diminuir até uma temperatura inferior à da solidificação por causa do álcool frio que circula por elas. Como resultado, a solidificação começa na superfície das placas e a interface sólido-líquido começa a mover-se na direção positiva do eixo x . Assumindo que não há movimentação de fluido e a transferência de calor do líquido para o sólido acontece por condução, inicia-se à formulação das equações governantes e condições de fronteira.

Segundo Quispe (1996), a transferência de calor entre a superfície das placas e a água é controlada por três condições de fronteira: 1. condição de primeira classe, quando a temperatura da parede é constante, 2. condição de segunda classe, quando o fluxo de calor é constante, e 3. condição de terceira classe, quando o fluxo de calor é controlado por um coeficiente convectivo.

Para o presente trabalho, considera-se o caso da temperatura da parede constante e temperatura de parede variável, neste último, colocando a curva de ajuste da temperatura da parede no programa computacional.

3.3 Formulação matemática

Apresenta-se a seguir a formulação matemática do problema de solidificação unidimensional do presente estudo.

Assume-se que a transferência de calor ocorre apenas por condução e que as propriedades térmicas do PCM são constantes, como é mostrado por Cho e Sunderland (1974), e Fukuzako e Yamada (1993), citados por Quispe (1996). A formulação matemática do problema é dada por:

Equação geral da condução de calor para água como fluido incompressível e estacionário:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + G = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$$

Fase sólida:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{em} \quad 0 < x < S(t) \quad (3.1)$$

Com as seguintes condições de contorno:

$$T = T_w(t) \quad \text{em} \quad x = 0, \quad t > 0 \quad (3.2)$$

Não foi considerado o equacionamento da fase líquida por tratar-se de um problema com temperatura inicial do PCM igual à temperatura de mudança de fase

Na interface:

$$T = T_m \quad \text{em} \quad x = S(t), \quad t > 0 \quad (3.3)$$

$$k \frac{\partial T}{\partial x} = \rho L \frac{dS(t)}{dt} \quad \text{em} \quad x = S(t), \quad t > 0 \quad (3.4)$$

Cabe ressaltar que não existe condição inicial especificada para a fase sólida, pois não existe fase sólida para $t = 0$. Estas equações constituem a formulação matemática completa para o problema de solidificação.

Capítulo 4

Solução Numérica

4.1 Introdução

Conforme mencionado em capítulos anteriores, um número muito restrito de problemas de mudança de fase envolvendo solidificação e fusão possui solução analítica. Isto se deve à presença de uma interface móvel que torna o problema matematicamente não linear. É por isso que se faz necessária a aplicação de métodos numéricos para resolver esta classe de problemas.

O objetivo de um método numérico consiste na resolução de um conjunto de equações diferenciais, nas quais as derivadas presentes são substituídas por expressões algébricas contendo as incógnitas. A solução desta aproximação numérica resulta em um número discreto de pontos, uma vez que as derivadas da função foram substituídas por valores discretos (discretização).

Baseado nisto, a abordagem numérica apresentada neste capítulo consiste na discretização das equações diferenciais e suas condições de contorno, bem como em discorrer sobre o tratamento numérico proporcionado à formulação matemática, em especial, à interface móvel sólido-líquido.

As equações diferenciais foram discretizadas utilizando o método de diferenças finitas usando o esquema modificado de espaço de tempo variável (MVTs), proposto por Gupta e Kumar (1981), mencionados por Ozisik (1994).

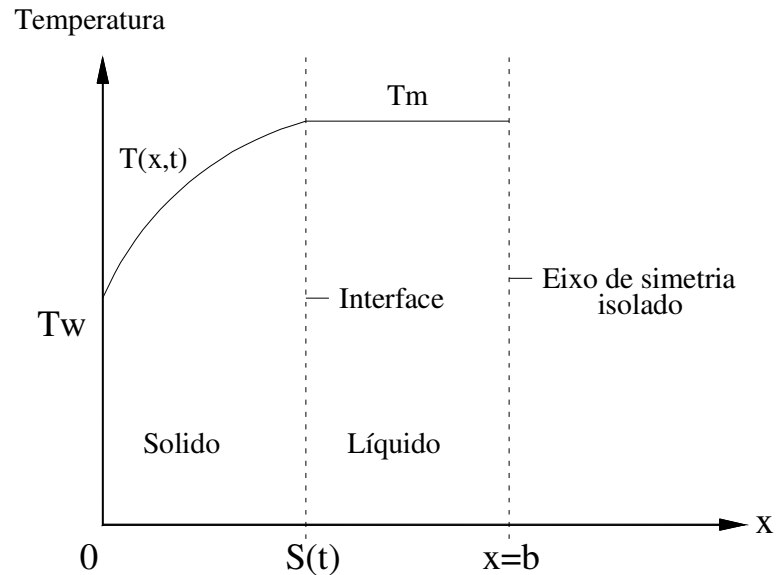


Figura 4.1 – Esquema do modelo de solidificação

Considera-se para o presente problema de solidificação que o PCM está inicialmente à temperatura de mudança de fase T_m , confinado numa região $0 \leq x \leq b$. Para tempos $t > 0$, a superfície de contorno em $x = 0$ é submetida a uma queda de temperatura, enquanto a superfície de contorno em $x = b$, como condição de simetria, é considerada isolada. A solidificação começa na superfície de contorno $x = 0$ e a frente de solidificação se move na direção de x , como mostrado na Figura 4.1.

A temperatura tem variação só na fase sólida devido a que o PCM encontra-se à temperatura de solidificação. O objetivo é determinar a distribuição de temperaturas na região sólida e a posição da interface como função do tempo.

4.2 Formulação da solução numérica

Para resolver o problema por diferenças finitas, o domínio “x – t” é subdividido em pequenos intervalos de Δx constantes no espaço e Δt variável no tempo, como ilustrado na Figura 4.2. A aproximação de espaço de tempo variável requer que a cada nível de tempo t_n , o passo de tempo Δt_n seja escolhido de maneira que a interface se mova exatamente uma distância Δx durante o intervalo de tempo Δt . Assim sempre fica num nodo. Portanto, precisa-se determinar o passo de tempo $\Delta t_n = t_{n+1} - t_n$, tal que no intervalo de tempo de t_n a t_{n+1} , a interface se mova da posição $n\Delta x$ à próxima posição $(n+1)\Delta x$.

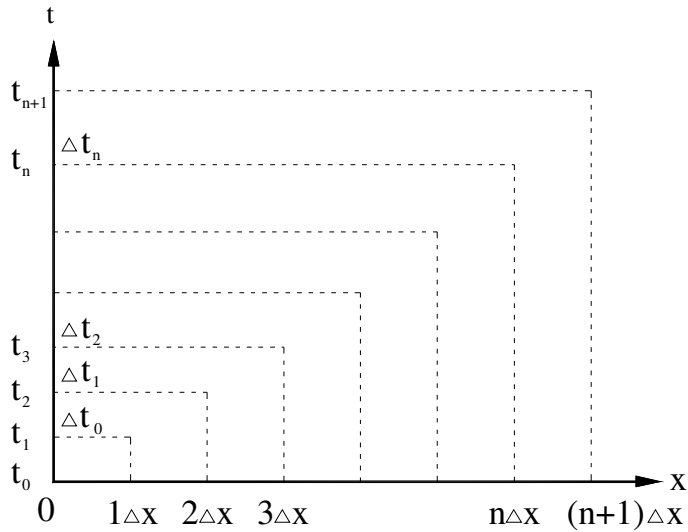


Figura 4.2 – Subdivisão do domínio “x – t” com Δx constante e Δt variável

Apresenta-se a seguir a discretização por diferenças finitas das equações formuladas no capítulo anterior da formulação matemática utilizando o esquema implícito.

$$\frac{T_{i-1}^{n+1} - 2T_i^{n+1} + T_{i+1}^{n+1}}{(\Delta x)^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t_n} \quad (4.1)$$

Sendo:

$$T(x, t_n) = T(i\Delta x, t_n) \equiv T_i^n$$

Rearranjando a equação anterior,

$$\left[-r_n T_{i-1}^{n+1} + (1 + 2r_n) T_i^{n+1} - r_n T_{i+1}^{n+1} \right]^{(p)} = T_i^n \quad (4.2)$$

Definimos o parâmetro r_n como

$$r_n = \frac{\alpha \Delta t_n}{(\Delta x)^2}, \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad \text{e} \quad \Delta t_n = t_{n+1} - t_n \quad (4.3)$$

Condição de contorno em $x = 0$

$$T_0^{n+1} = f(t) \quad (4.4)$$

Condições na interface:

$$T_{n+1}^{n+1} = T_m \text{ temperatura de fusão} \quad (4.5)$$

Que é válida para todos os tempos. A equação de balanço de energia da interfase é discretizada como:

$$\frac{T_{n+1}^{n+1} - T_n^{n+1}}{\Delta x} = \frac{\rho L}{k} \frac{\Delta x}{\Delta t_n} \quad (4.6)$$

Rearranjando da forma

$$[\Delta t_n]^{(p+1)} = \frac{\rho L}{k} \left[\frac{(\Delta x)^2}{T_m - T_n^{n+1}} \right]^{(p)} \quad (4.7)$$

Onde p é o numero de iterações.

4.3 Determinação dos passos de tempo

Apresenta-se a descrição dos algoritmos para a determinação do passo de tempo Δt_n , tal que, durante este tempo, a interface se mova uma distância exata de Δx .

4.3.1 Espaço de tempo Δt_0

Para iniciar a análise impõe-se um valor à variável n , sendo $n = 0$ nas equações (4.4) e (4.7), obtendo-se a seguinte expressão explícita para Δt_0 :

$$\Delta t_0 = \frac{\rho L}{k} \left[\frac{(\Delta x)^2}{T_m - T_0^1} \right] \quad (4.8)$$

4.3.2 Espaço de tempo Δt_I

Colocando $i = 1$, e $n = 1$ na equação (4.2), tem-se:

$$\left[-r_1 T_0^2 + (1 + 2r_1) T_1^2 \right]^{(p)} = (1 + r_1^{(p)}) T_m \quad (4.9)$$

Colocando $n = 1$ na equação (4.4), tem-se:

$$T_0^2 = f(t) \quad (4.10)$$

Para resolver as equações (4.9) e (4.10), precisa-se saber o valor de $r_1^{(p)}$ definido pela equação (4.3) que depende de $\Delta t_1^{(p)}$. É necessário um processo iterativo para a solução. Para começar este processo, pode-se colocar:

$$\Delta t_1^{(0)} = \Delta t_0$$

Usando o valor de $r_1^{(0)}$ calculado pela equação (4.3), resolvem-se as equações (4.9) e (4.10). Calcula-se desta maneira $\Delta t_1^{(1)}$ da equação (4.7). O processo iterativo continua até que a diferença entre dois tempos consecutivos satisfaça o critério de convergência.

$$|\Delta t_1^{p+1} - \Delta t_1^p|$$

4.3.3 Espaço de tempo Δt_n

Os resultados acima são usados no algoritmo seguinte para calcular os passos de tempo Δt_n em cada nível de tempo t_n , $n = 2, 3, \dots$

- a) Os passos de tempo Δt_n nos níveis de tempo t_n , $n = 2, 3, \dots$ são calculados por processo iterativo; escolhe-se um valor para $\Delta t_n^{(0)}$

$$\Delta t_n^{(0)} = \Delta t_{n-1}, \quad n = 2, 3, \dots \quad (4.11)$$

O sistema de equações (4.2) a (4.4) com a condição (4.5) é resolvido para $i = 1, 2, 3, \dots, n$. Colocando $p = 0$, obtém-se o primeiro valor estimado para temperaturas nodais.

$$[T_i^{n+1}]^{(0)}, \quad \text{para } i = 1, 2, \dots, n \quad (4.12)$$

Sendo um sistema de equações tridiagonal resolve-se por TDMA.

- b) Os valores de $[T_i^{n+1}]^{(0)}$ obtidos da equação (4.12), são agora introduzidos na equação (4.7) para $p = 0$. Desta maneira obtém-se o primeiro valor estimado para o passo de tempo $\Delta t_n^{(1)}$
- c) Este valor de $\Delta t_n^{(1)}$ é usado para calcular o próximo valor $\Delta t_n^{(2)}$, repetindo os passos (a) e (b) do algoritmo.

Os passos (a), (b) e (c) são repetidos até que seja satisfeita a condição de convergência entre dois passos de tempo consecutivos.

$$|\Delta t_1^{p+1} - \Delta t_1^p|$$

Capítulo 5

Procedimento Experimental

5.1 Introdução

Este capítulo é dedicado à descrição do procedimento experimental do presente trabalho que consiste na descrição da montagem da bancada experimental e do procedimento experimental. Encontraram-se também algumas dificuldades nos procedimentos de montagem e realização dos experimentos, estas serão apresentadas no apêndice C.

A construção da bancada experimental foi feita com o objetivo de estudar o processo de solidificação da água num banco de gelo de placas paralelas e avaliar a influência de três fatores importantes: o espaçamento entre as placas, a temperatura do fluido de trabalho e a vazão, além de validar o modelo numérico apresentado no Capítulo 4. Os fluidos de transferência de calor utilizados no sistema foram o Monoclorodifluormetano (R - 22) como refrigerante primário e o Etanol como refrigerante secundário.

A bancada experimental foi construída integralmente no Laboratório de Armazenamento Térmico e Tubos de Calor da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp.

O esquema geral do sistema de banco de gelo é composto por dois circuitos: circuito de refrigeração e circuito de transporte de energia, como mostrado na Figura 5.1.

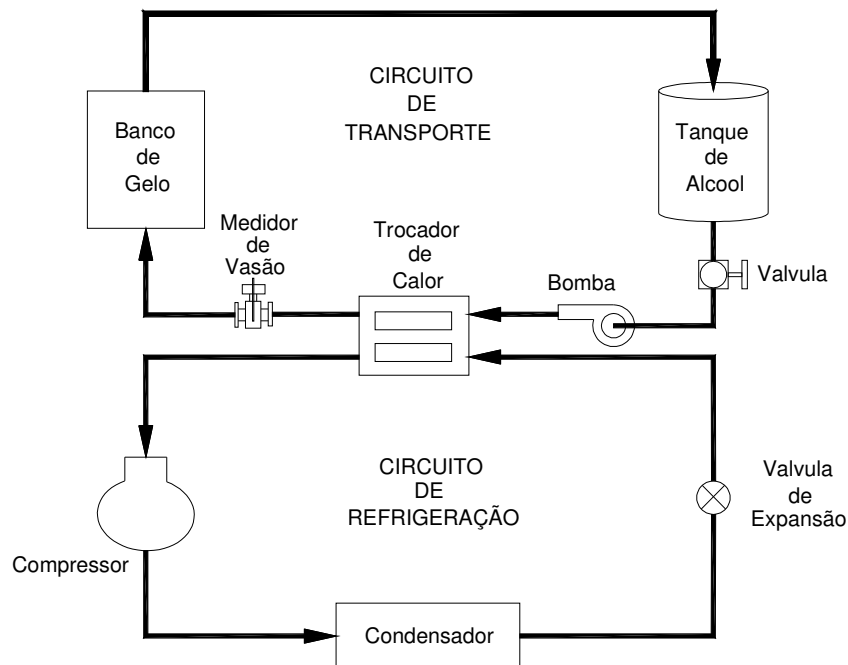


Figura 5.1 – Esquema geral do sistema de banco de gelo

5.2 Descrição do sistema experimental

O sistema experimental mostrado na Figura 5.2 é constituído por:

1. Uma seção de testes onde são acondicionadas as placas paralelas e o PCM.
2. Reservatório para o fluido refrigerante secundário (Etanol)
3. Trocador de calor para resfriar o Etanol.
4. Placa de aquisição de dados.
5. Microcomputador
6. Válvulas de registro.
7. Medidor de vazão.
8. Bomba para circulação do Etanol.
9. Medidores de temperatura do Etanol à entrada e saída da seção de testes.
10. Medidores de temperatura do gelo dentro da seção de testes.

11. Tubulação que transporta o Etanol.
12. Medidor de temperatura no reservatório do Etanol.
13. Câmera fotográfica.
14. Isolamento da seção de testes.
15. Janela de acrílico.

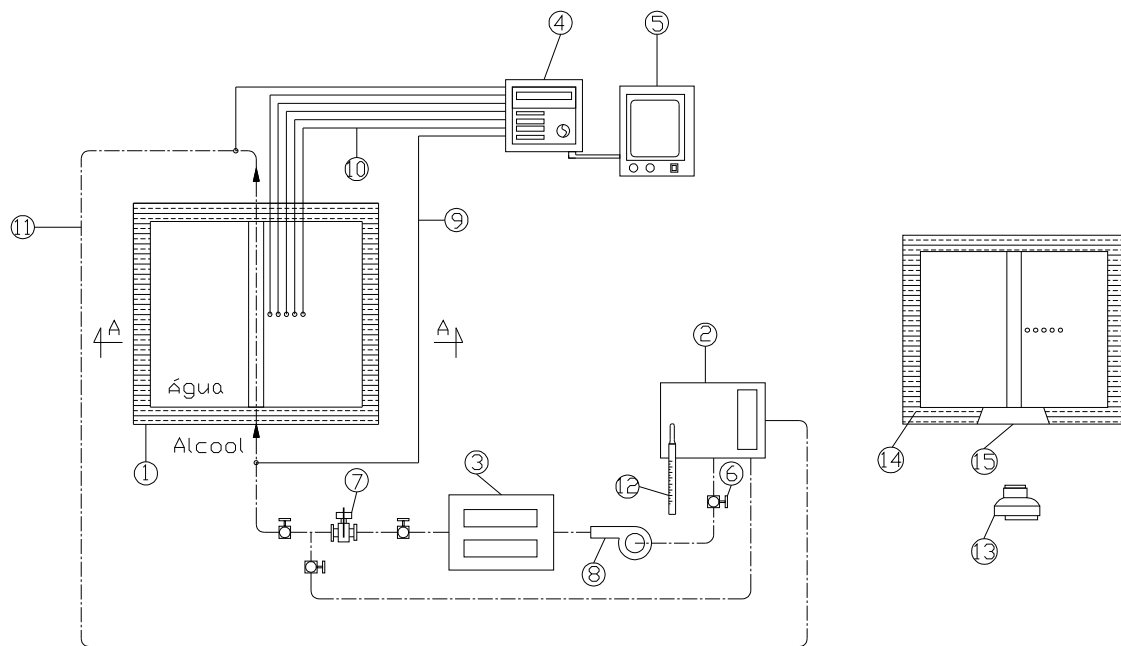


Figura 5.2 – Desenho esquemático do aparato experimental

A seção de testes consiste em um tanque de seção retangular com capacidade para $0,105 \text{ m}^3$ (105 litros) fabricado com chapas de acrílico transparente. Foram colocados no interior do tanque, três evaporadores de $505 \times 300 \times 13 \text{ mm}$ (placas), constituídos cada um deles de duas chapas de cobre. No meio destas duas chapas acondicionou-se uma serpentina feita de um tubo de cobre. No interior deste circulava o fluido refrigerante secundário (Etanol) a uma temperatura especificada para cada ensaio.

A unidade condensadora, que consiste em um compressor e condensador juntos em uma só unidade, é quem realiza o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, que pela mudança de fase do fluido refrigerante primário, neste caso o R – 22, retira energia térmica do fluído

refrigerante secundário, neste caso o Etanol, num trocador de calor, fazendo com que este se esfrie.

A Figura 5.3 mostra a imagem da seção de testes com as placas.

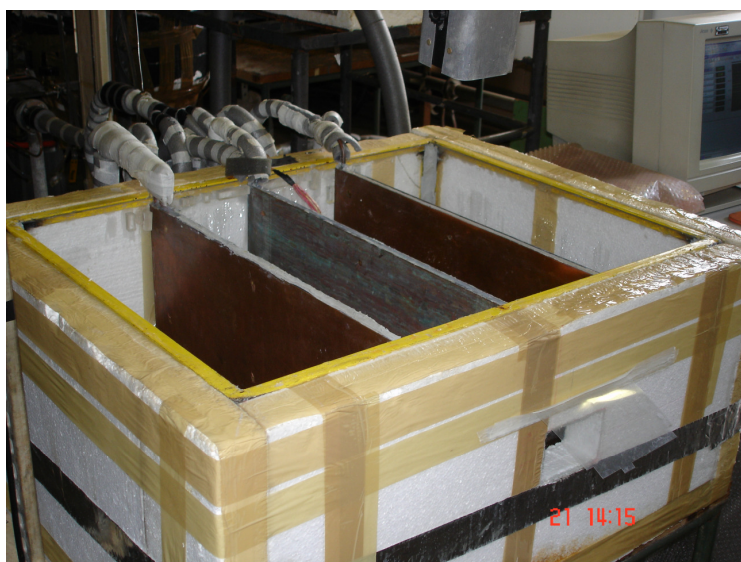


Figura 5.3 – Montagem da seção de testes

O reservatório de fluido refrigerante secundário consiste em um tanque de aço inox completamente isolado. Este tanque tem por finalidade armazenar o Etanol proveniente da seção de testes, o Etanol é bombeado novamente ao trocador de calor para ser esfriado e conduzido de volta até a seção de testes, onde ocorre o processo de solidificação, objetivo de estudo deste trabalho.

Segundo STOECKER (1985), define-se como fluido refrigerante primário aquele que é usado em sistemas de compressão a vapor. O fluido refrigerante secundário, geralmente líquido, é usado para transportar energia térmica à baixa temperatura de um lugar para outro. A Tabela 3.1 apresenta algumas propriedades dos fluídos refrigerantes utilizados a uma temperatura de referencia de 20 °C.

Tabela 5.1 – Propriedades dos fluidos refrigerantes R – 22* e Etanol.

	R - 22	Etanol
Temperatura de ebulição (°C)	-40,9	78,4
Temperatura de solidificação (°C)	-157	-112
Massa específica (kg/m ³)	1200	790
Condutividade térmica (W/m K)	0,090	0,176
Viscosidade cinemática (mPa.s)	0,206	1,40

* Gás liquefeito a 20 °C

Fonte: STOECKER (1985), PERRY & CHILTON (1985)

O reservatório de água refrigerada consiste de um tanque em cujo interior se encontra uma serpentina fria (evaporador) com o objetivo de pré-resfriar a água antes de entrar na seção de testes até a temperatura desejada para a realização de cada ensaio, neste caso, próxima à temperatura de mudança de fase (0°C). A água é resfriada pelo ciclo de refrigeração e é mantida em circulação constante por meio de uma bomba para evitar que grande parte desta solidifique no interior do tanque.

5.3 Medidas realizadas

Foram realizadas as seguintes medidas durante os experimentos:

- Medida da temperatura do fluido secundário (Etanol) na entrada e na saída da seção de testes.
- Medidas das temperaturas da placa fria e da temperatura inicial da água e do gelo ao longo da frente de solidificação.
- Medida da espessura do gelo.
- Medida da vazão do fluido refrigerante secundário.

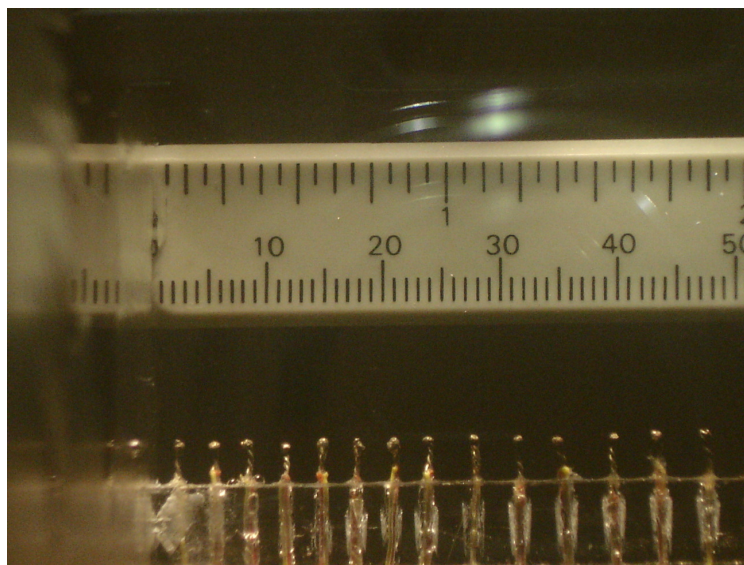


Figura 5.4 – Distribuição dos termopares e régua

5.3.1 Medidas de temperatura

As medidas de temperatura na bancada experimental foram realizadas através de termopares de tipo K, de tipo T e de tipo J, previamente calibrados e conectados a um sistema de aquisição de dados da marca LYNX que coleta os sinais analógicos e através de uma interface que o comunica com o computador, este apresenta os dados da temperatura em forma de graus Celsius.

Os termopares utilizados para medir as temperaturas da parede da placa e do gelo ao longo de sua espessura foram dispostos em fila e de maneira perpendicular à placa em estudo, como é mostrado na Figura 5.4. Estes termopares foram fixados por meio de uma peça de acrílico especialmente acondicionada para esse fim, onde os termopares foram colados com espaçamentos variáveis dependendo da distância com relação à placa. Para os primeiros 24 milímetros com espaçamentos de três milímetros e depois com espaçamentos de 4 milímetros até o final da peça. Esta peça foi colocada no meio da placa, como mostra o esquema da Figura 5.5. Os termopares foram colocados desta forma para acompanhar o crescimento da camada de gelo, pois no começo, a velocidade da frente é maior, tendo-se assim as medidas de temperatura ao longo da frente.

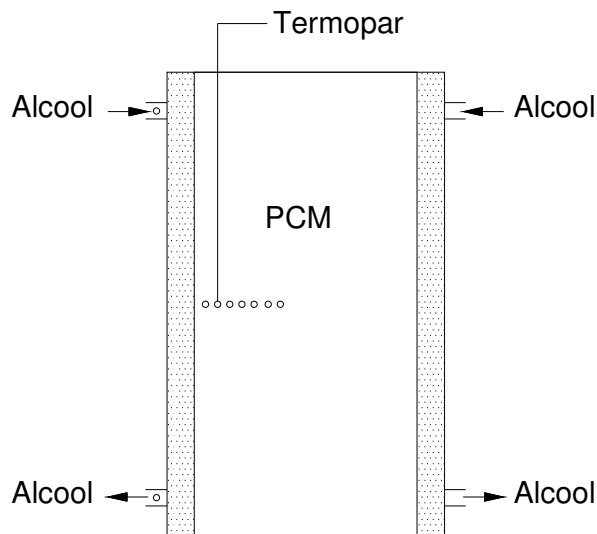


Figura 5.5 – Esquema da disposição dos termopares na placa

5.3.2 Espessura do gelo

A espessura da camada de gelo foi determinada mediante a aquisição de imagens digitais utilizando uma câmera fotográfica digital SONY de 5.1 megapixels de resolução máxima. Por meio de uma escala conhecida (régua), colocada no meio da placa e de maneira perpendicular junto com a peça que contém os termopares, mostrados na Figura 5.4. As imagens eram obtidas em tempos variáveis e predeterminados; estas imagens foram descarregadas da memória da câmera e armazenadas no computador em formato JPEG para depois serem digitalizadas utilizando um programa de computador denominado *Digitize-Pro*. Este programa analisava cada imagem e fornecia valores reais da medida da frente de solidificação, tendo como padrão a escala conhecida.

5.3.3 Vazão do fluido secundário

A vazão do fluido secundário ou fluido de trabalho foi determinada por meio de uma placa de orifício previamente calibrada. A curva de calibração é mostrada no apêndice B. Esta placa estava conectada a uma coluna de mercúrio que proporcionava a medida da queda de pressão ocasionada pelo escoamento do fluido através da placa de orifício, esta queda de pressão se

traduzia em medida de vazão e substituindo esta variável na equação de calibração da placa de orifício, tinha-se para cada queda de pressão, uma medida de vazão.

Calibração da placa de orifício

A calibração da placa de orifício foi feita coletando o volume de Etanol durante um determinado intervalo de tempo. Para cada vazão obtinha-se um valor correspondente da queda de pressão. Foram realizadas várias medidas com valores diferentes de vazão para a construção da curva de calibração, efetuando-se várias repetições objetivando-se a estimativa da incerteza.

5.4 Metodologia

Antes de dar começo aos ensaios, era preciso resfriar o material de mudança de fase (água) até uma temperatura próxima da mudança de fase (0 °C), para que as condições de contorno desejadas sejam mais aproximadas.

Paralelamente a este procedimento o Etanol era também resfriado em um trocador de calor pela unidade condensadora até atingir o regime permanente e estabilidade na temperatura desejada. Por outro lado, enquanto o etanol resfriava-se este circulava pela serpentina no interior das placas da seção de testes até atingir uma temperatura mais baixa que a temperatura de solidificação da água. Este procedimento foi realizado com o objetivo de que, ao momento de iniciar o ensaio o sistema esteja em equilíbrio.

Uma vez que a água atingiu a temperatura mais próxima de zero graus, esta é bombeada à seção de testes para dar começo aos ensaios.

A câmera digital de fotos foi colocada em posição frontal com relação à seção de testes, para capturar as imagens durante os ensaios através de uma pequena janela feita através do isolamento do tanque de acrílico, como mostrado no esquema da Figura 5.2.

Com estes parâmetros dava-se início aos ensaios.

Tabela 5.2 – Experimentos realizados.

Ensaio	Temperatura Etanol (°C)	Espaçamento placas (mm)	Vazão (kg/s)
1	-22	73	0,0656
2	-22	138	0,0656
3	-10	73	0,0656
4	-10	73	0,0929
5	-10	138	0,0656
6	-26	105	0,0793
7	-6	105	0,0793
8	-16	51	0,0793
9	-16	160	0,0793
10	-16	105	0,0565
11	-16	105	0,102
12	-22	51	0,0656
13	-22	105	0,0656
14	-22	160	0,0656
15	-10	73	0,0793
16	-16	73	0,0656
17	-16	105	0,0656
18	-16	105	0,0793
19	-26	73	0,0656

5.5 Descrição do procedimento experimental

Uma vez que o fluido de trabalho foi resfriado à temperatura especificada e a água a uma temperatura próxima da mudança de fase no interior da seção de testes, iniciava-se o ensaio; a solidificação começa do lado das placas frias que se encontram a uma temperatura mais baixa à da solidificação. No início o fluxo de calor do material de mudança de fase às placas é maior por causa da diferença de temperaturas, nesta troca térmica o Etanol é aquecido pela água e novamente resfriado no trocador de calor pelo R – 22. Este processo continua ao longo de todo o ensaio. O Etanol retirava calor da água e produzia-se a solidificação em camadas de gelo que avançavam com o tempo. As medidas do crescimento da camada de gelo foram obtidas por meio de imagens capturadas pela câmera digital de fotos, no começo em intervalos de tempo de 1 a 5 minutos dependendo das condições de cada ensaio, e depois em intervalos de tempo mais prolongados até o final do ensaio, isto por que enquanto o tempo transcorria o processo tornava-

se mais lento. Este procedimento foi realizado para todos os ensaios com uma duração variável. Foram realizados um total de 19 ensaios, como é mostrado na Tabela 5.2.

Capítulo 6

Apresentação e análise dos resultados

6.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados numéricos e experimentais do processo de mudança de fase em placas paralelas através de uma série de gráficos e figuras. Estes ilustram a influência dos diferentes parâmetros que compõem a análise e que foram tratados em capítulos anteriores.

6.2 Formação da camada de gelo

Durante a realização dos experimentos foi observado que a formação de gelo na superfície da placa é de maneira um pouco irregular, solidificando primeiro nos cantos. A evolução transiente da camada de gelo, nos instantes iniciais, é acelerada pelo esfriamento gradativo da placa e pelo fato do PCM estar em contato direto com a placa. Este avanço da frente se torna mais lento com o tempo, já que o próprio gelo possui uma condutividade térmica, o que impede que a frente se desenvolva com maior rapidez. Observou-se também que o bloco de gelo se forma com uma espessura maior na parte inferior da placa, comportamento particular da solidificação em placas planas.

A seguir, apresentam-se algumas fotografias que mostram a evolução da frente de solidificação.

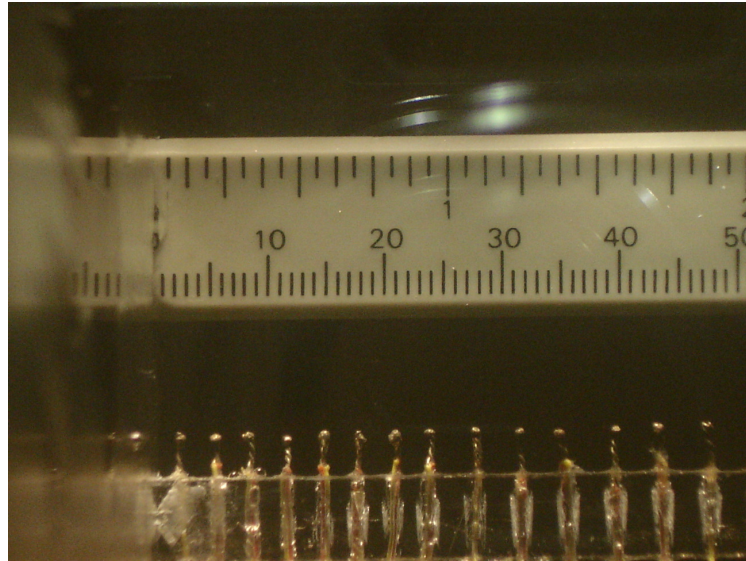


Figura 6.1 – Fotografia do início da solidificação para, $T_w = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$, vazão=0,102 kg/s, $E = 105\text{ mm}$, $t = 20\text{ min}$.

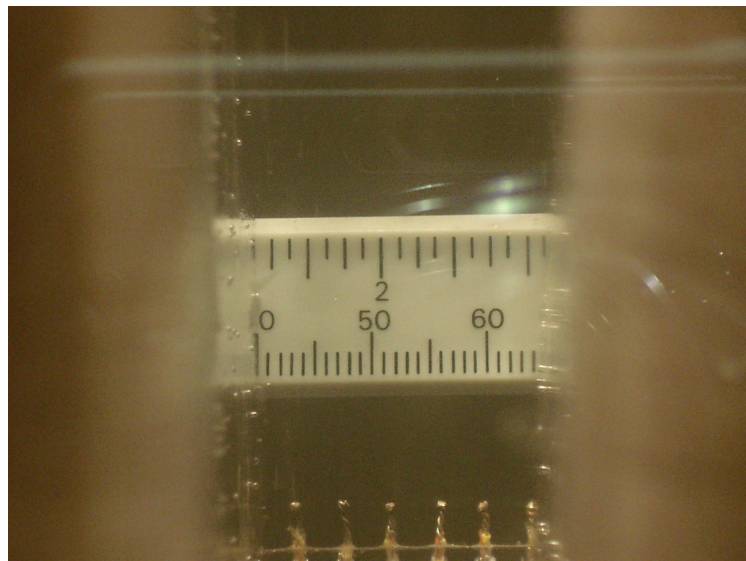


Figura 6.2 – Fotografia da frente de solidificação para, $T_w = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$, vazão=0,102 kg/s, $E = 105\text{ mm}$, $t = 5\text{ h}$.

Das figuras apresentadas acima, pode-se observar que, na Figura 6.1, após 20 minutos de ter-se iniciado o experimento, a frente de solidificação ainda não terminou de se formar na superfície da placa, neste instante, a temperatura da placa ainda não atingiu os $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Isto deve-se ao fato de que a temperatura da parede é variável e diminui gradativamente à medida que o Etanol passa no meio dela. A temperatura da placa só chegará aos $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ quase no final do experimento. A Figura 6.2, corresponde ao mesmo experimento que o da Figura 6.1, neste, mostra-se a imagem da frente de solidificação após cinco horas de ter-se iniciado o experimento, observa-se o aumento na espessura da camada de gelo da placa em estudo e a presença da frente de solidificação da placa vizinha.

A espessura do bloco de gelo vai aumentando à medida que o experimento transcorre. Calor é retirado do PCM e o avanço da frente é cada vez mais lento por causa da espessura do gelo ser cada vez maior. A Figura 6.3 mostra a posição da frente de solidificação determinada experimentalmente por meio de uma régua colocada no meio da parede antes de iniciar o experimento. À medida que a frente avança, podemos determinar, aproximadamente, sua localização através da régua. As imagens fotográficas são tomadas em instantes variáveis e o processo de digitalização decorrente é explicado no Capítulo 5.

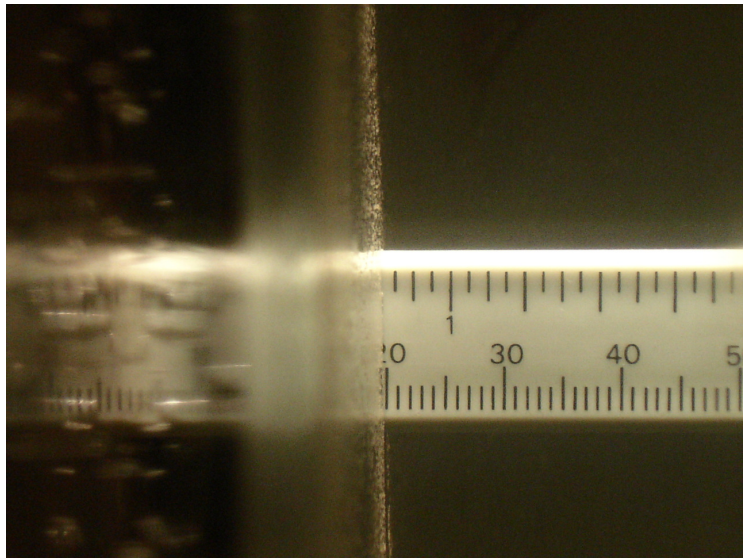


Figura 6.3 – Fotografia da localização da frente de solidificação

Cabe ressaltar também que, no presente trabalho, embora a análise do processo de solidificação se restrinja a uma só placa, não se pode esquecer que existe uma frente de solidificação se formando e avançando no sentido oposto. Tempo depois, as duas frentes vão se encontrar formando um bloco de gelo na cavidade entre as duas placas. A Figura 6.4, mostra o instante em que as duas frentes de solidificação estão prestes a juntar-se, neste momento, a visualização da posição da camada de gelo por meio da régua é muito complicada por causa da proximidade das duas camadas de gelo.



Figura 6.4 – Fotografia de duas frentes de solidificação para, $T_w = -11\text{ }^{\circ}\text{C}$, vazão=0,0793 kg/s, $E = 105\text{ mm}$, $t = 6\text{ h } 17\text{ min}$.

6.3 Posição da frente de solidificação – experimental

Como foi explicado no capítulo anterior, estas imagens eram analisadas por meio de um programa de computador que permitia conhecer a espessura real da camada de gelo.

As figuras que serão apresentadas a seguir mostram a posição da interface determinada experimentalmente para os diferentes parâmetros considerados neste estudo. As Figuras 6.5 e 6.6 representam a posição da frente de solidificação para temperatura de fluido secundário constante e espaçamento variável. Percebe-se a influência do espaçamento entre as placas no avanço da frente, pois a menor espaçamento, menor também o tempo de solidificação completa. Observa-se

também que, embora o tempo de solidificação seja diferente para estes experimentos, o comportamento das curvas é similar.

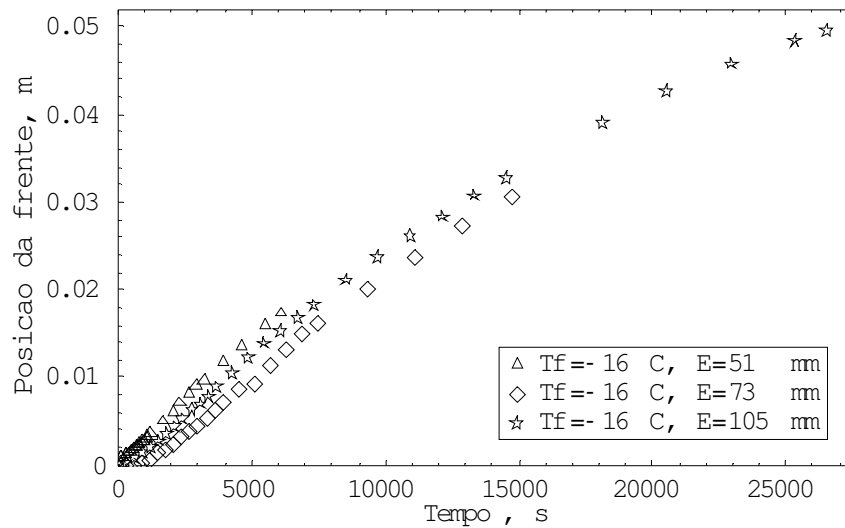


Figura 6.5 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para $T_f = -16$ e espaçamento variável.

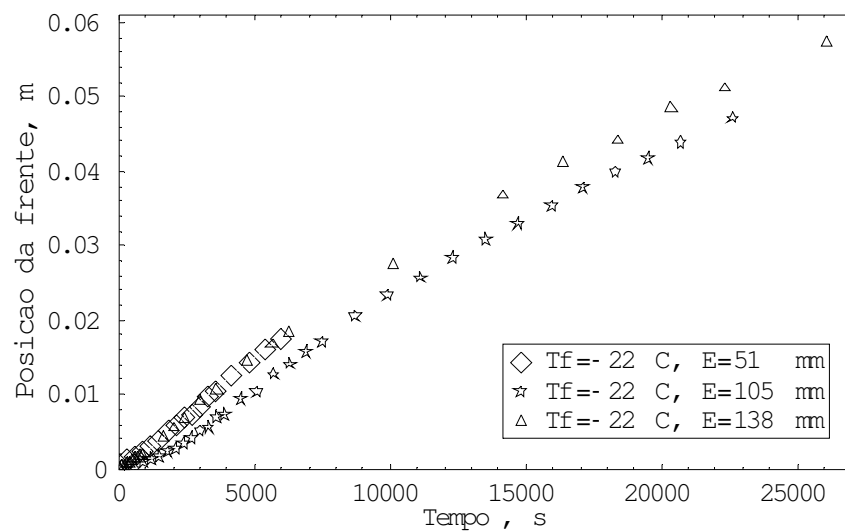


Figura 6.6 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para $T_f = -22$ e espaçamento variável.

A Figura 6.7 mostra os resultados da posição da frente de solidificação para um espaçamento constante e temperatura de fluido secundário variável. Pode-se observar claramente que o comportamento das curvas para os experimentos com $T_f = -16$ e $T_f = -22$ é similar, não sendo assim para o caso do experimento com $T_f = -26$, onde a velocidade no avanço da frente é visivelmente maior.

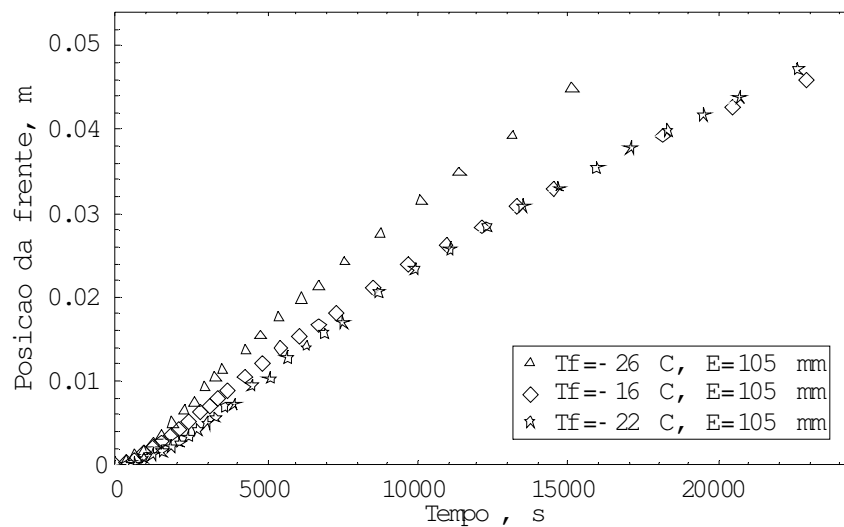


Figura 6.7 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para $E = 105$ mm e T_f variável.

A Figura 6.8 mostra a posição da frente de solidificação de dois experimentos diferentes com o mesmo espaçamento e temperatura de fluido secundário variável. Percebe-se que a diferença de temperatura no fluido secundário, para este espaçamento, não exerce maior influência na velocidade de avanço da frente, estas curvas têm um comportamento bastante similar.

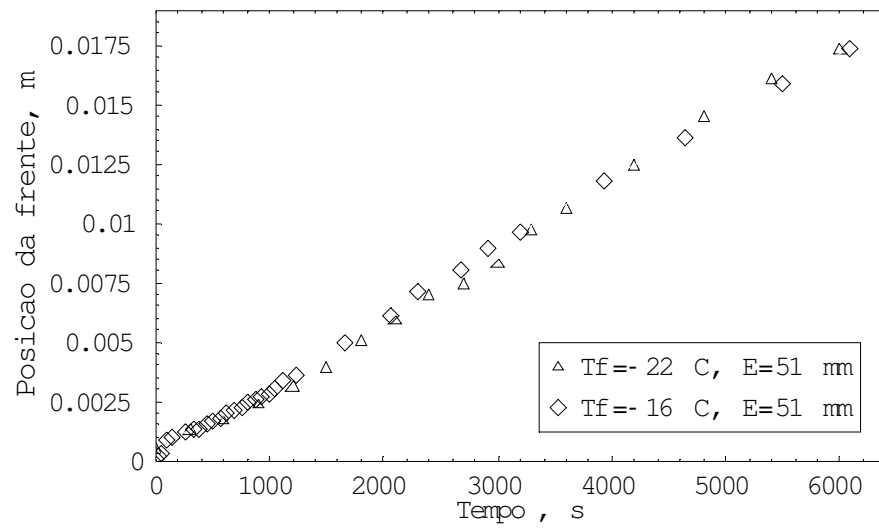


Figura 6.8 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para $E = 51$ mm e T_f variável.

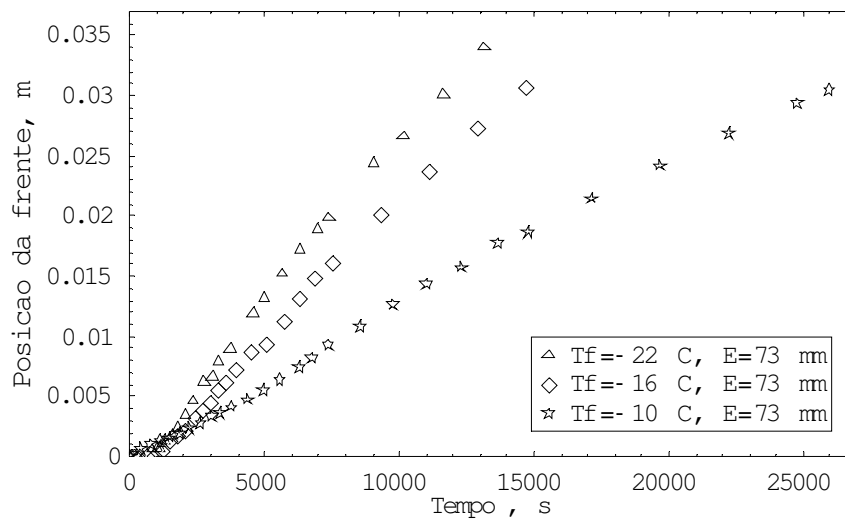


Figura 6.9 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para $E = 73$ mm e T_f variável.

A Figura 6.9 apresenta a posição da frente de solidificação em função do tempo para um espaçamento constante e temperatura de fluido secundário variável. Observa-se que a influência que exerce a temperatura do fluido é importante no desenvolvimento da frente, quanto menor a temperatura, menor também o tempo de solidificação. Nota-se também a proximidade nas curvas para $T_f = -22$ e para $T_f = -16$, o que não acontece com a curva para $T_f = -10$, esta encontra-se mais afastada.

A seguir, são apresentados alguns gráficos que mostram o efeito de parâmetros relevantes como espaçamento, temperatura do fluido de trabalho e vazão, sobre o tempo de solidificação completa na faixa de valores considerada.

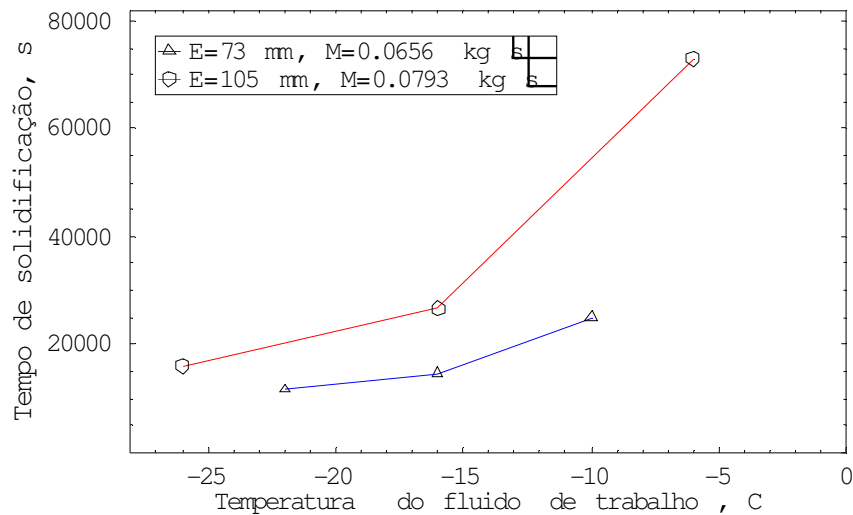


Figura 6.10 – Efeito da temperatura do fluido de trabalho no tempo de solidificação completa.

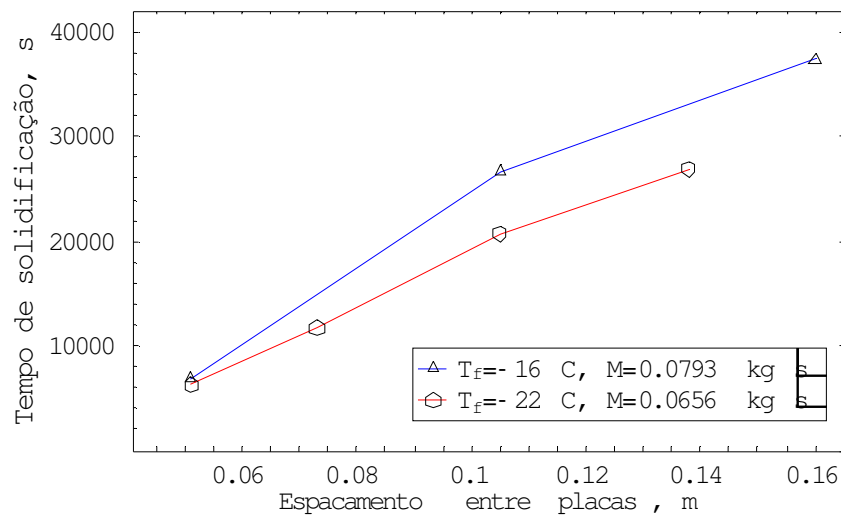


Figura 6.11 – Efeito do espaçamento entre as placas no tempo de solidificação completa.

As Figuras 6.10 e 6.11 mostram os efeitos da temperatura do fluido de trabalho e do espaçamento entre as placas nas faixas em que foram realizados os experimentos. Pode-se destacar a influência da temperatura do fluido de trabalho no tempo de solidificação completa, sendo este cada vez menor à medida que a temperatura diminui; com uma menor temperatura do fluido, a temperatura da placa é também menor, provocando uma diferença de temperaturas mais alta entre a placa e a interface, aumentando desta maneira o fluxo de calor.

Outro parâmetro importante é o espaçamento entre as placas. Da Figura 6.11, pode-se observar que o espaçamento exerce uma grande influência no tempo de solidificação completa, isto se deve ao fato de que ao espaço (domínio) da cavidade ser menor, a quantidade de água solidificada é também menor e pelos efeitos convectivos serem menores.

O efeito da vazão do fluido de trabalho no tempo de solidificação completa é mostrado na Figura 6.12. Podemos observar que a vazão exerce pouca influência para a faixa considerada.

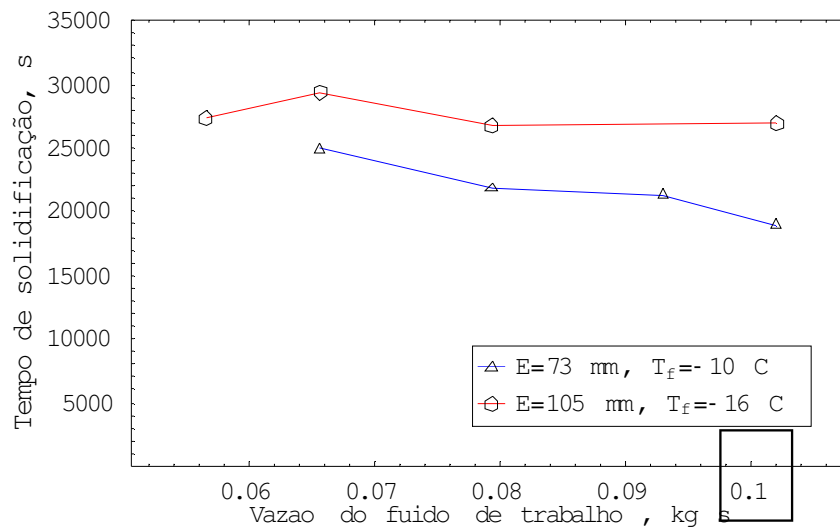


Figura 6.12 – Efeito da vazão do fluido de trabalho no tempo de solidificação completa.

6.4 Posição da frente de solidificação – comparação com o modelo numérico

Previamente à apresentação dos resultados numéricos e das comparações com os resultados experimentais, apresenta-se a análise desenvolvida para a determinação da malha computacional mais adequada.

Com o objetivo de determinar a malha, foram feitos diversos testes. Estes testes consistem na realização de simulações numéricas com diferentes configurações de malha. O objetivo é demonstrar que, à medida que a malha é refinada, atinge-se um ponto tal onde a solução torna-se independente da mesma, e neste caso escolhe-se uma configuração que represente um menor custo computacional.

A seguir, são apresentados os resultados dos testes feitos para determinar a configuração de malha mais apropriada.

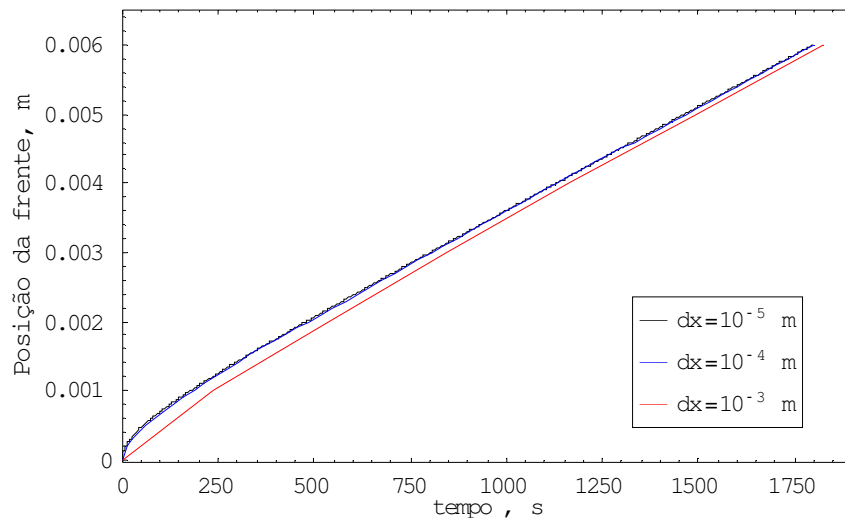


Figura 6.13 – Resultados numéricos da posição da frente de solidificação em função do tempo, com variação de dx na direção do eixo x . Validação da malha computacional.

A Figura 6.13, mostra os resultados numéricos da posição da frente de solidificação em função do tempo. Neste teste optou-se pela variação de dx na direção do eixo x na faixa de 10^{-5} m – 10^{-3} m. Observou-se que, para a faixa examinada, os resultados são bastante satisfatórios, apresentando uma variação mais significativa quando $dx = 10^{-3}$ m. Portanto, optou-se pela utilização de um $dx = 10^{-4}$ m.

A comparação dos resultados numéricos com os resultados experimentais para a posição da frente de solidificação é apresentada. No modelo numérico consideraram-se dois tipos de condição de fronteira, temperatura de parede constante e temperatura de parede variável. Para esta última, foi necessário incorporar no programa computacional a função da temperatura transiente como condição de fronteira.

As figuras 6.14 a 6.23, mostram o comportamento da frente de solidificação com as duas condições de fronteira propostas: temperatura de parede constante e temperatura de parede variável. Nestas figuras, os resultados numéricos do comportamento da frente de solidificação foram comparados com os resultados experimentais. Pode-se observar que os resultados numéricos com a condição de temperatura de parede variável apresentam boa concordância com os resultados experimentais, o que não acontece com os resultados com a condição de

temperatura de parede constante. Esta última pressupõe que a temperatura da parede permanece inalterável desde o começo do experimento até o fim. Na realidade, experimentalmente, isto não acontece, pois à medida que o etanol resfriado circula pela placa, vai retirando calor desta de maneira gradativa. Isto faz com que a temperatura da parede vai abaixando à medida que o experimento transcorre e dependendo da temperatura do etanol.

Nota-se também que, nas curvas que descrevem os resultados numéricos para a condição de temperatura de parede constante, o avanço da frente é mais acentuado no começo do processo, isto se deve ao fato de que, nestes instantes, a diferença de temperaturas entre a placa e o PCM é alta, o que acelera o avanço da frente.

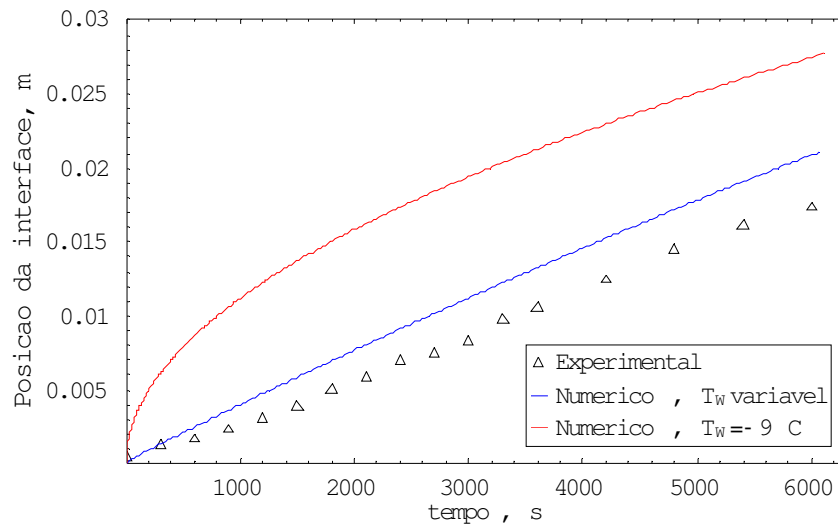


Figura 6.14 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -22$ °C, $E = 51$ mm, $M = 0,0656$ kg/s.

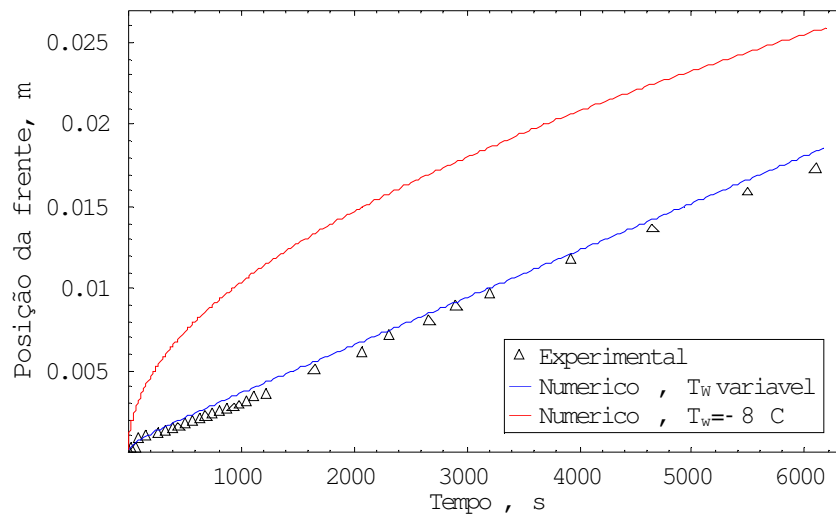


Figura 6.15 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16$ °C, $E = 51$ mm, $M = 0,0793$ kg/s.

As Figuras 6.14 e 6.15 mostram os resultados da frente de solidificação de dois experimentos diferentes. Estes tiveram o mesmo espaçamento entre as placas e temperaturas de fluido secundário e vazões diferentes. Observa-se que, embora a diferença de temperaturas de fluido de trabalho destes experimentos seja de 6°C, o comportamento da curva é muito similar. Percebe-se que, o avanço da posição da interface para estes experimentos é muito próximo um do outro para o mesmo intervalo de tempo. O tempo de solidificação completa é também muito similar. Pode-se afirmar que, neste caso, as temperaturas do fluido de trabalho, nesta faixa, assim como a vazão exercem pouca influência na posição da interface.

As Figuras 6.16 a 6.19 mostram a posição da frente de solidificação tomando em consideração o espaçamento entre as placas e vazão constantes, mudando somente as temperaturas de fluido de trabalho. Esta temperatura exerce uma influência significativa no caso das Figuras 6.16 e 6.17, onde a diferença de temperaturas do fluido de trabalho é de 6 °C. Observa-se que o tempo de solidificação completa na Figura 6.16 é quase o dobro que na Figura 6.17 e o avanço da frente de solidificação, para o mesmo intervalo de tempo, tem uma variação de mais de 3 milímetros. A temperatura do fluido de trabalho na Figura 6.18 é 6 °C mais baixa que na Figura 6.17, mesmo assim, o tempo de solidificação completa, para ambos os casos, é próximo e a variação no avanço da interface é de aproximadamente 1 milímetro. Mas,

evidentemente, a rapidez de desenvolvimento da frente é maior no caso da Figura 6.18. No caso da Figura 6.19, a temperatura do fluido de trabalho é 4 °C mais baixa que na Figura 6.18 e 10 °C mais baixa que na Figura 6.17. Observa-se das Figuras 6.18 e 6.19, que o tempo de solidificação completa é bastante próximo, inclusive a posição da frente de solidificação é muito próxima para o mesmo tempo transcorrido. Percebe-se que, para este espaçamento, os efeitos da temperatura do fluido de trabalho são bastante significativos para temperaturas mais altas. Estes efeitos vão sendo menos significativos à medida que a temperatura diminui.

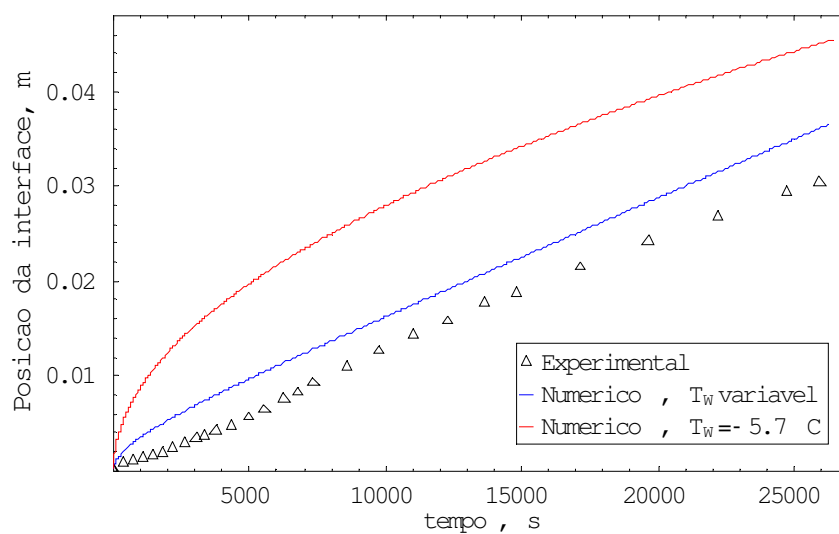


Figura 6.16 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -10$ °C, $E = 73$ mm, $M = 0,0656$ kg/s.

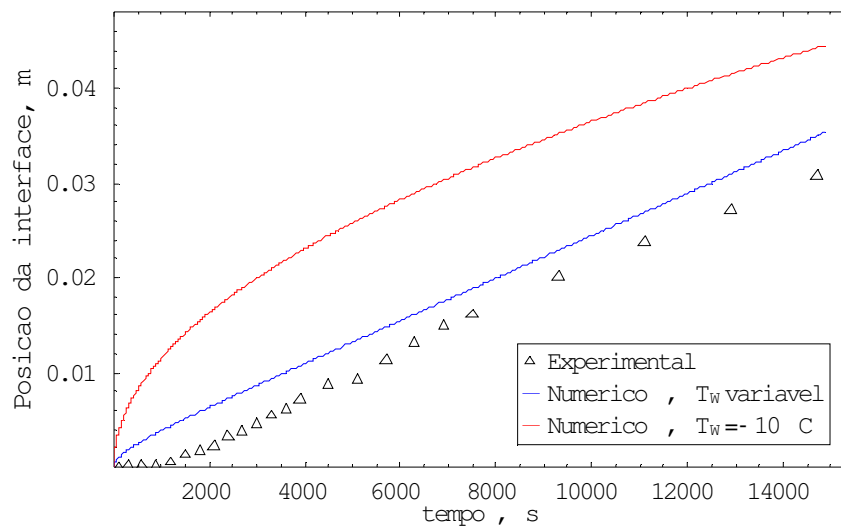


Figura 6.17 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ °C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

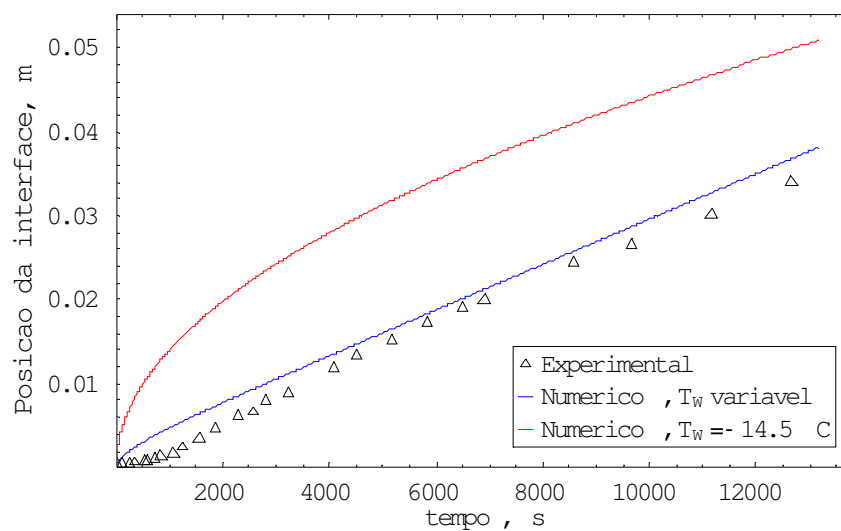


Figura 6.18 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -22\text{ °C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

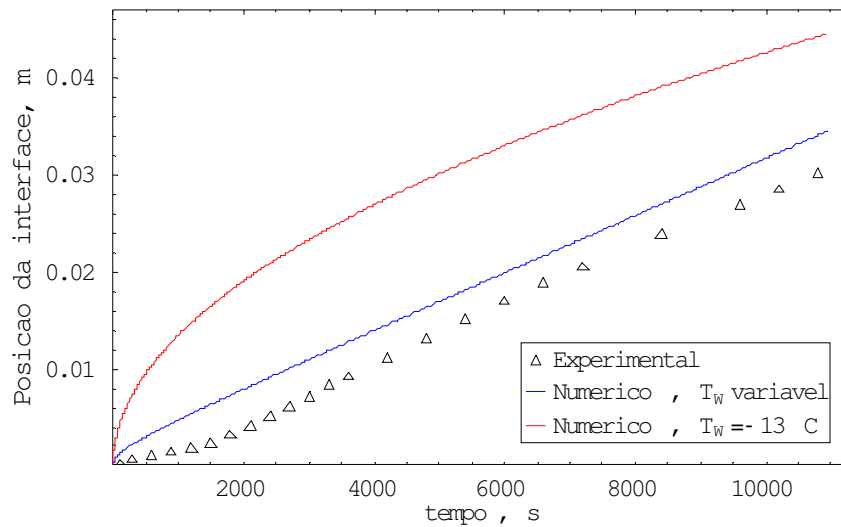


Figura 6.19 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -26$ °C, $E = 73$ mm, $M = 0,0656$ kg/s.

As Figuras 6.20 a 6.22 mostram os resultados da posição da frente de solidificação em função do tempo tendo em consideração um espaçamento constante e temperatura de fluido de trabalho e vazão variáveis. Ao comparar as Figuras 6.20 e 6.21, observa-se que existe um comportamento similar nas curvas da posição da frente. Estas curvas apresentam valores da posição da interface bastante próximos para tempos iguais. Contudo, o tempo de solidificação completa na Figura 6.20 é maior, isto é, quase duas horas a mais que no caso da Figura 6.21. No caso da Figura 6.22, a posição da frente de solidificação apresenta valores maiores aos apresentados nas figuras anteriores para os mesmos tempos. Observa-se também que o tempo de solidificação completa é menor que nos casos anteriores, isto demonstra a clara influência da temperatura de trabalho no desenvolvimento da frente de solidificação.

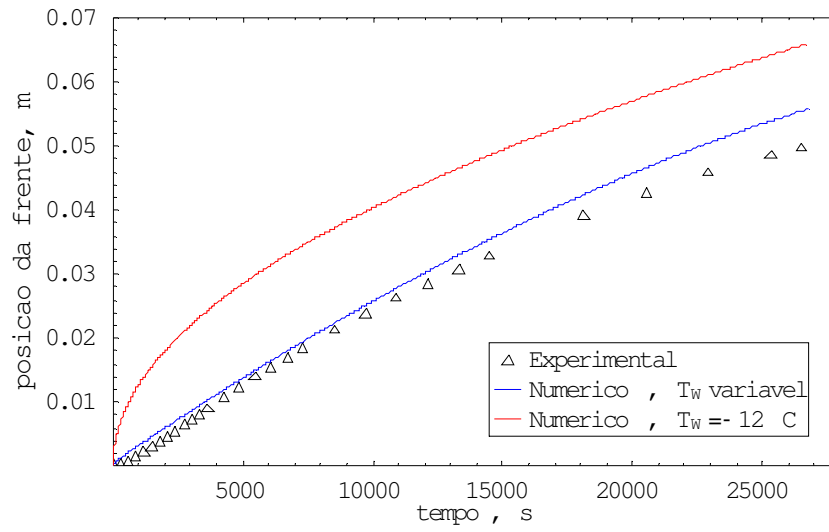


Figura 6.20 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ °C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,102\text{ kg/s}$.

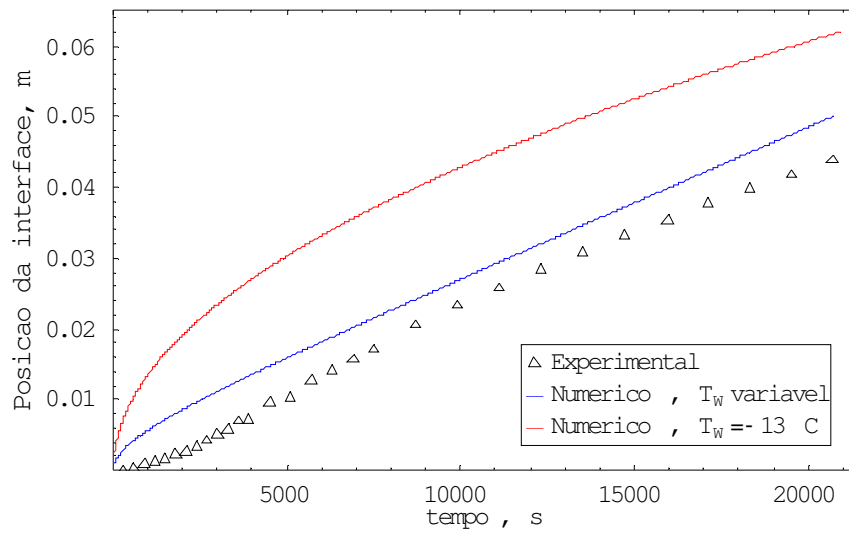


Figura 6.21 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -22\text{ °C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

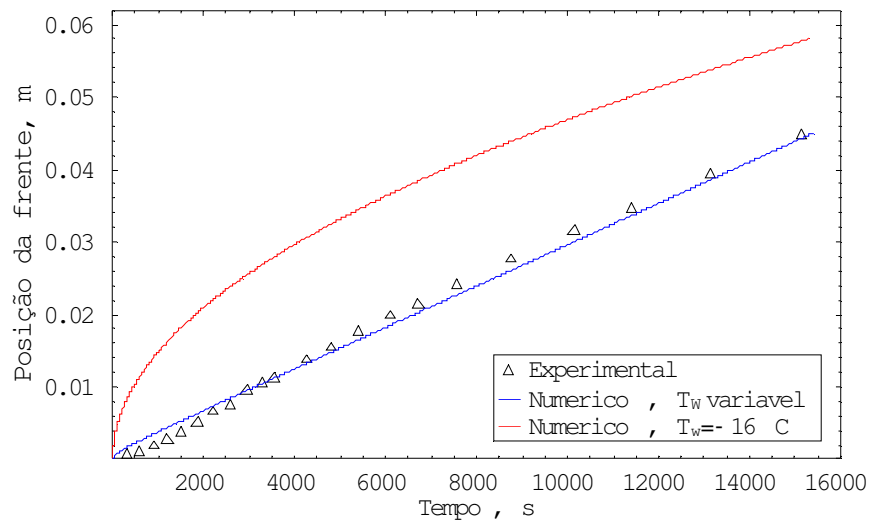


Figura 6.22 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -26$ °C, $E = 105$ mm, $M = 0,0793$ kg/s.

A seguir, apresentam-se a análise feita nas Figuras 6.23 e 6.21, ambas as figuras têm temperaturas do fluido de trabalho e vazão iguais, e espaçamentos diferentes. Comparando-as percebe-se que o comportamento das curvas é bastante similar, embora a Figura 6.23 apresente resultados da posição da interface que demonstram que o desenvolvimento da frente, neste caso, é mais rápido que no caso da Figura 6.21, pois para o mesmo tempo transcorrido, a posição da interface se encontra mais na frente que no caso da Figura 6.21, aproximadamente 4 milímetros. O tempo de solidificação completa é maior na Figura 6.23 devido ao espaçamento ser também maior.

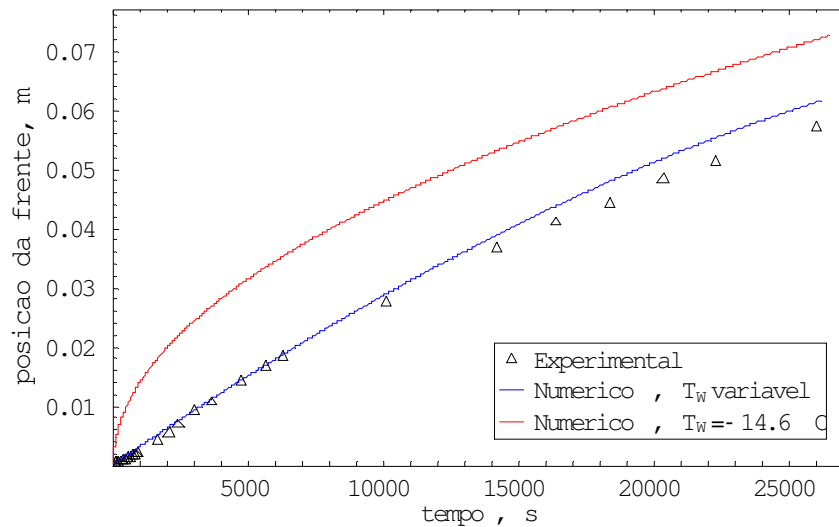


Figura 6.23 – Posição da frente de solidificação em função do tempo para, $T_f = -22$ °C, $E = 138$ mm, $M = 0,0656$ kg/s.

Outro parâmetro importante a ser calculado é a velocidade instantânea de solidificação, este nos permite ver o comportamento da velocidade ao longo do processo. As figuras seguintes mostram os resultados experimentais e numéricos da velocidade instantânea para diversos casos.

Os resultados mostrados nas figuras 6.24 a 6.27 mostram que, nos instantes iniciais do processo, e por um período muito curto, a velocidade é bastante alta, o que denota um rápido avanço da frente nesse período. À medida que o processo transcorre a camada de gelo formada se comporta como isolante, oferecendo resistência térmica para a retirada de calor da fase líquida. Esta velocidade então tende a diminuir cada vez mais.

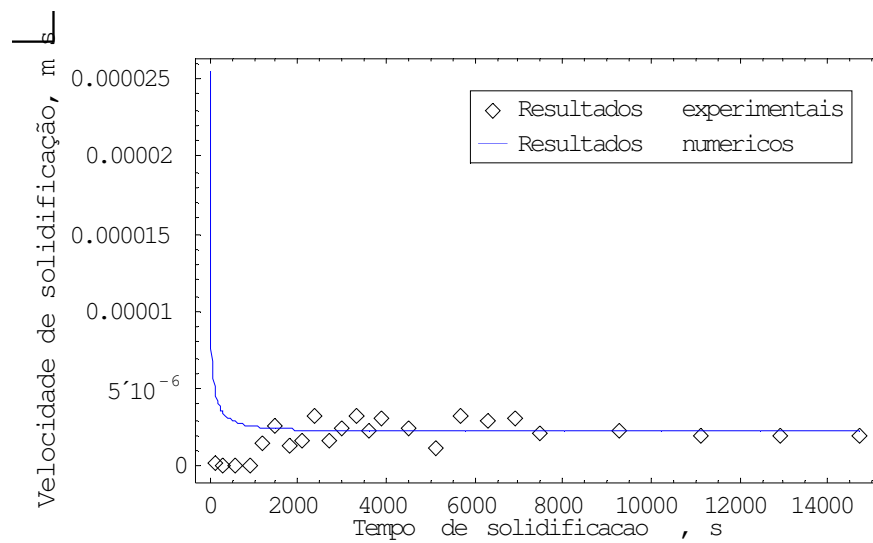


Figura 6.24 – Velocidade de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

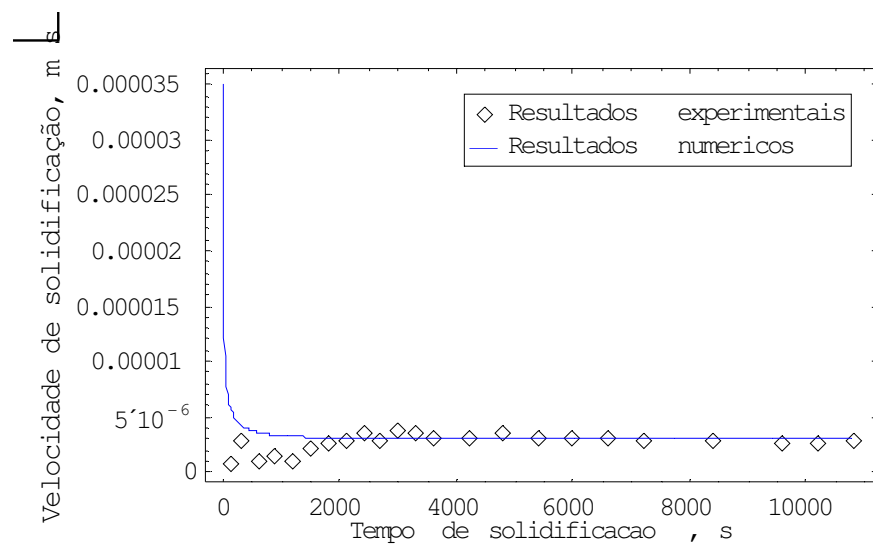


Figura 6.25 – Velocidade de solidificação em função do tempo para, $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

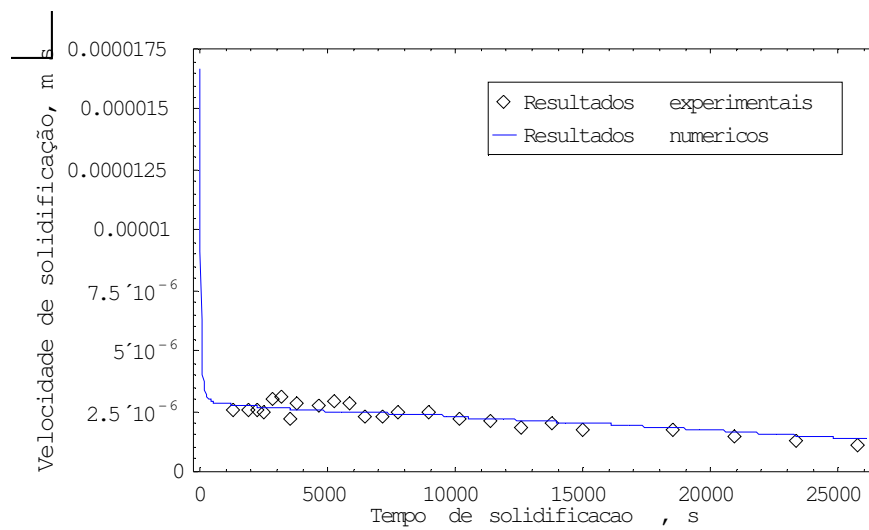


Figura 6.26 – Velocidade de solidificação em função do tempo para, $T_f = -16\text{ °C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,102\text{ kg/s}$.

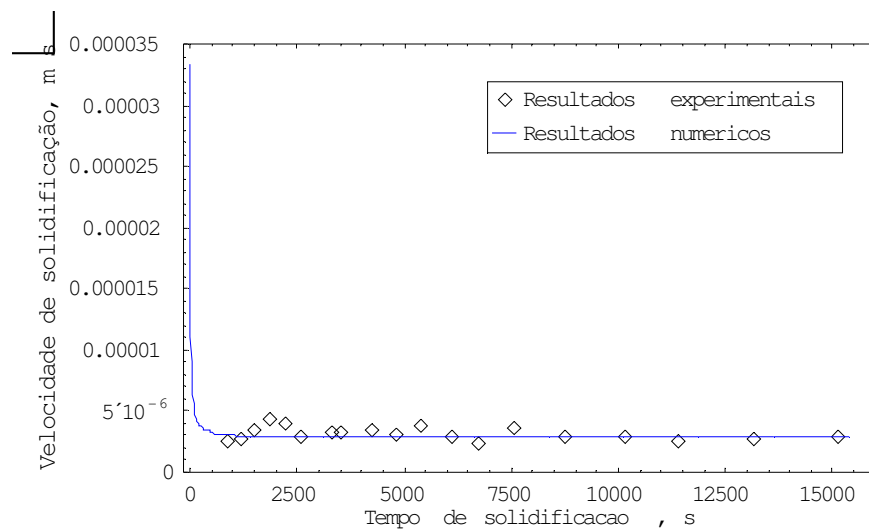


Figura 6.27 – Velocidade de solidificação em função do tempo para, $T_f = -26\text{ °C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,0793\text{ kg/s}$.

6.5 Distribuição de temperatura – comparação com o modelo numérico

As Figuras 6.28 a 6.35 mostram os resultados numéricos e experimentais obtidos para a distribuição de temperatura na fase sólida, isto é, no domínio compreendido entre a superfície da placa e a interface sólido-líquido. Os perfis de temperatura obtidos numericamente, possuem boa concordância com os experimentais.

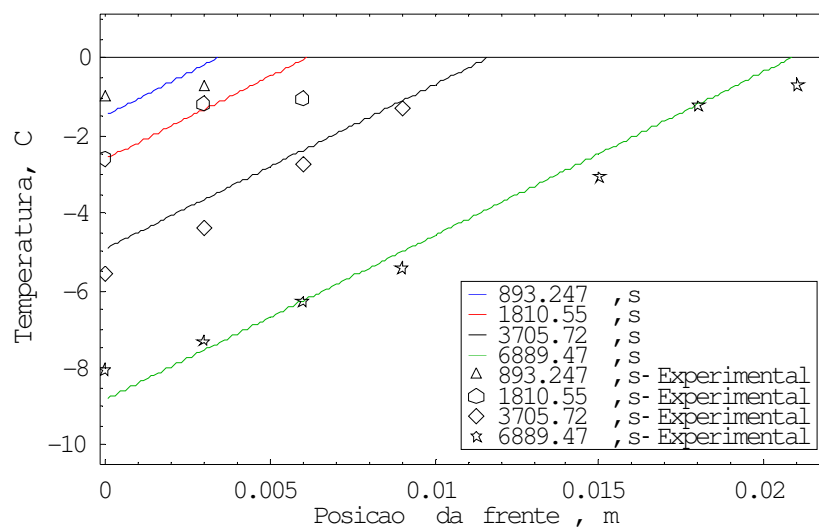


Figura 6.28 – Distribuição de temperatura experimental e numérica na fase sólida para, $T_f = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 51\text{ mm}$, $M = 0,0793\text{ kg/s}$.

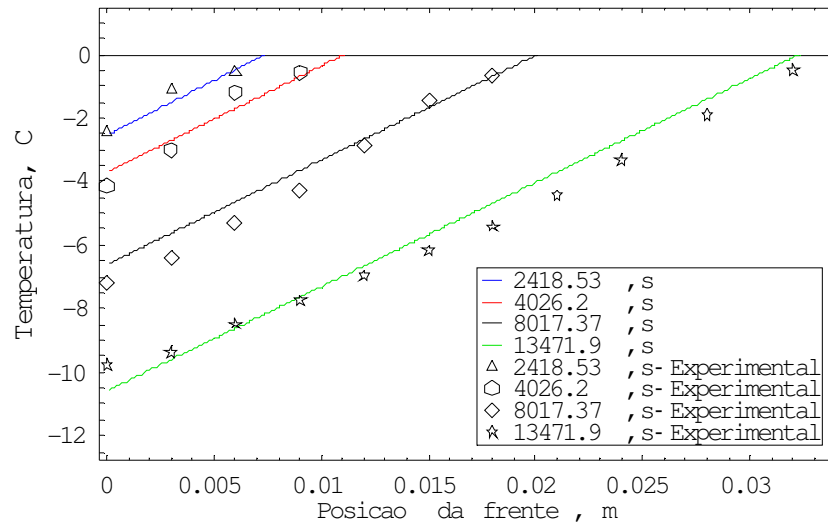


Figura 6.29 – Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -16^\circ\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

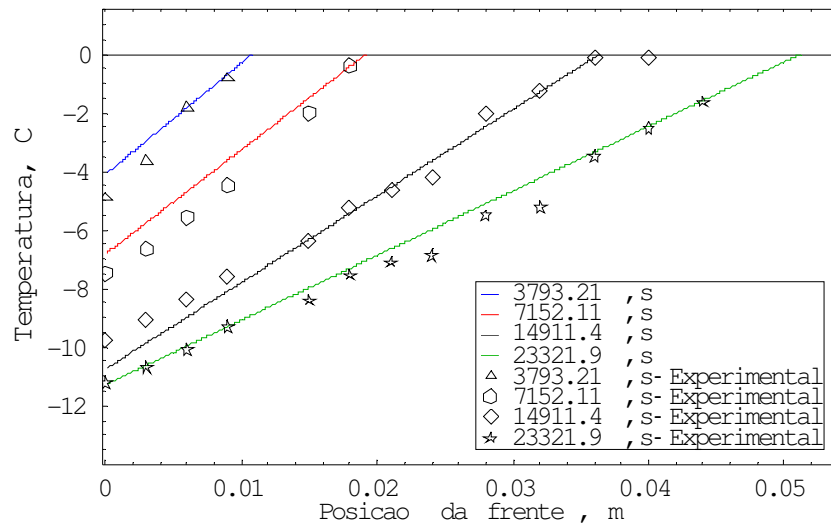


Figura 6.30 – Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -16^\circ\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,102\text{ kg/s}$.

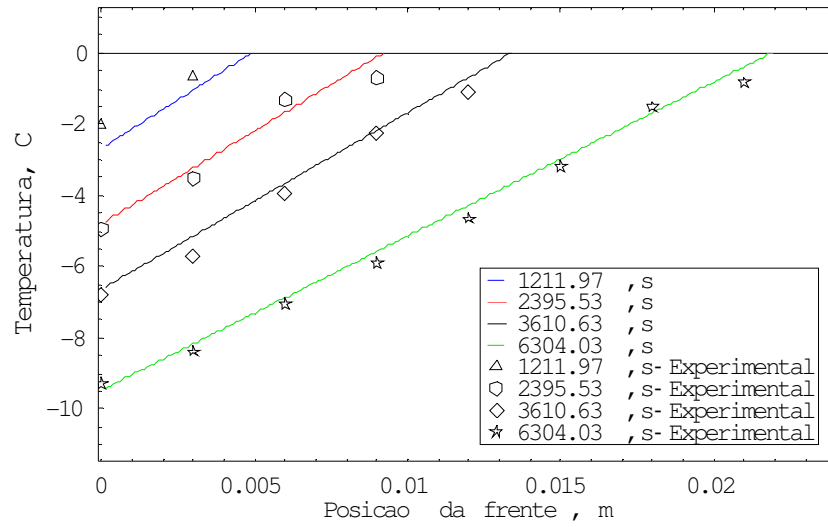


Figura 6.31 – Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 51\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

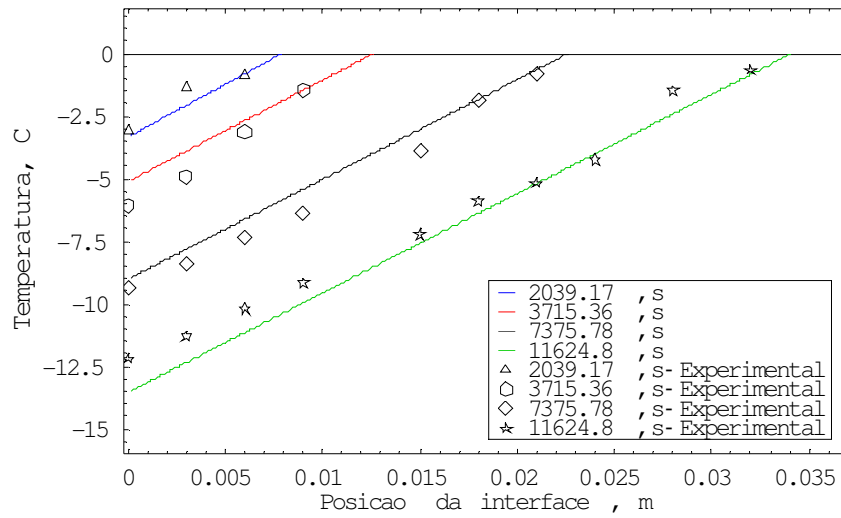


Figura 6.32 – Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

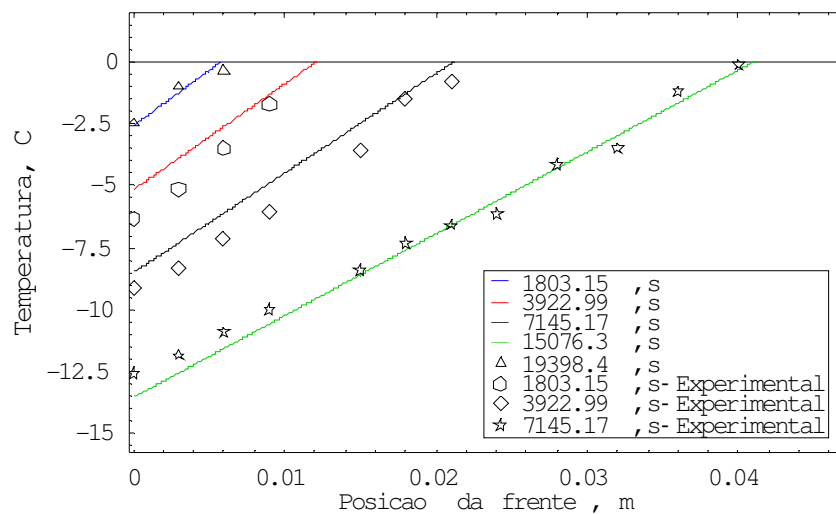


Figura 6.33 – Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 138\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

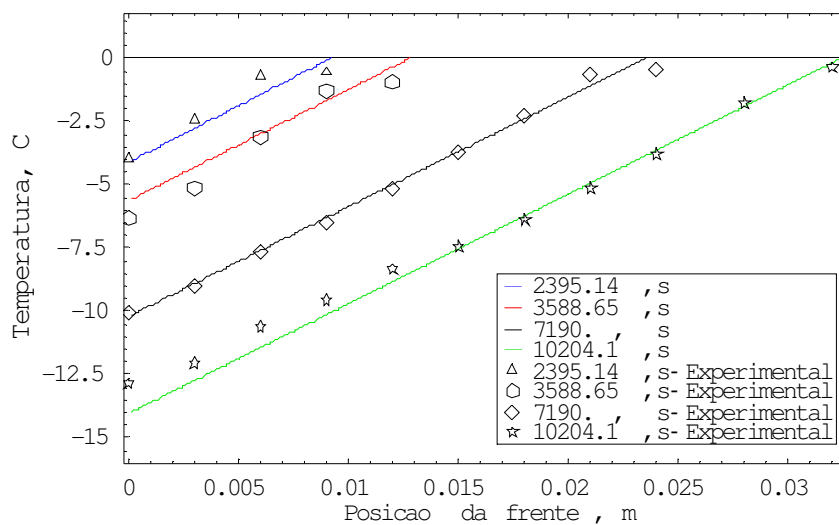


Figura 6.34 – Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $E = 73\text{ mm}$, $M = 0,0656\text{ kg/s}$.

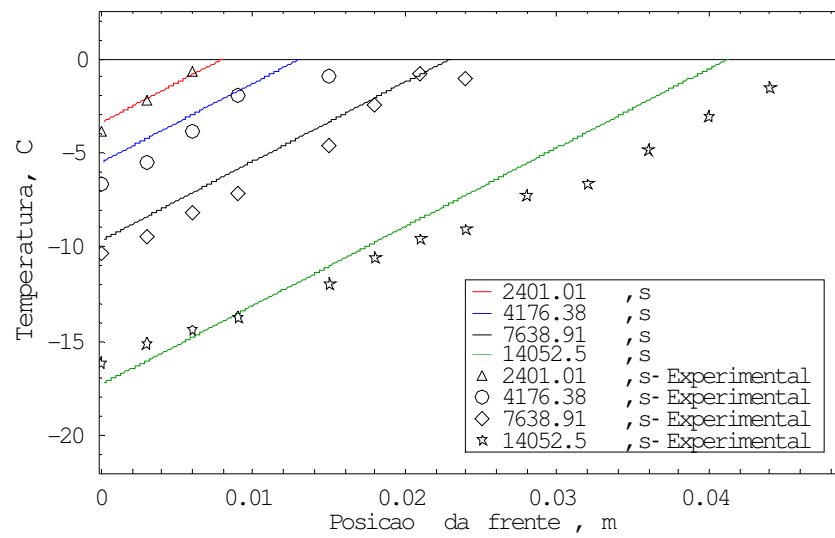


Figura 6.35 – Distribuição de temperatura experimental e numérico na fase sólida para, $T_f = -26^\circ\text{C}$, $E = 105\text{ mm}$, $M = 0,0793\text{ kg/s}$.

Capítulo 7

Conclusões e sugestões para próximos trabalhos

7.1 Conclusões

Neste trabalho, abordou-se o estudo numérico e experimental do processo de solidificação da água num banco de gelo com placas paralelas.

A partir dos resultados apresentados no capítulo precedente, chegam-se as seguintes conclusões:

Observa-se que no começo do processo de solidificação as camadas de gelo começam a se formar na superfície da placa de maneira irregular. Na verdade, isto se deve à distribuição de temperatura na superfície da placa não ser perfeitamente homogênea.

Observa-se que, depois de transcorrido certo período de tempo, a espessura da camada de gelo aumenta em maior proporção na parte inferior da placa. Isto se deve à convecção natural e ao melhor isolamento do armazenador na parte inferior.

Foram considerados para esta análise parâmetros relevantes como espaçamento entre as placas, temperatura do fluido de trabalho e vazão. Observou-se que, com um maior espaçamento entre as placas o tempo de solidificação do PCM aumenta. Foi também constatado que, quando a

temperatura do fluido de trabalho é mais baixa, o tempo de solidificação diminui. Para a faixa de vazões que foram utilizadas no trabalho experimental, encontrou-se que a vazão do fluido de trabalho, não teve influência no tempo de solidificação.

O modelo numérico desenvolvido para determinar a localização da frente de solidificação e a distribuição de temperaturas na fase sólida, apresenta concordância satisfatória com os resultados obtidos experimentalmente.

O programa computacional para a resolução do modelo numérico representa um baixo custo computacional com tempos do CPU na ordem de 10 segundos para uma malha espacial de até 560. Este programa rodou num processador Pentium 4 e 2.8 GHz de velocidade.

7.2 Sugestões para próximos trabalhos

Em trabalhos futuros, poderia pensar-se na implementação de um sistema de controle de válvulas a fim de que elas abram ou fechem o necessário para cobrir a demanda do sistema, um controle na velocidade de rotação da bomba para o fluido de trabalho, a fim de proporcionar uma vazão específica para cada experimento. Outra proposta seria o posicionamento de um maior número de sensores de temperatura em pontos estratégicos.

Para trabalhos futuros, poderia incluir-se a análise do processo de descarregamento do PCM.

Referências bibliográficas

- BEKMANN, G., GILLI, P. V. *Thermal energy storage*. 2.ed. N.Y: Springer Verlag Wien, USA, 1982, 530 p.
- BENTA, E. S. *Estudo experimental e numérico da solidificação da água ao redor de tubos curvos*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001, 158p. Tese (Doutorado).
- BOGER, D. V., WESTWATER, J. W. Effect of the buoyancy on the melting and freezing process. *Journal of Heat Transfer*, pp. 81-89, 1967.
- CALDWELL, J., CHAN, C. Numerical solutions of the Stefan problem by the enthalpy method and the heat balance integral method. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 33, pp. 99-117, 1998.
- CAREY, T. W., MITCHELL, J., BECKMAN, W. Control of ice storage system. *Ashrae Journal*, pp. 6-12, 1995.
- CARNAHAN, B., LUTUER, H., WILKES, J. *Applied numerical methods*. Michigan USA: John Wiley & Sons, 1969, 604 p.

- CHEN, S. L., YUE, J. S. Water thermal storage with solidification. *Heat Recovery Systems & CHP*, v. 11, (1), pp. 79-90, 1991.
- CHO, S. H., SUNDERLAND, J. E. Heat conduction problems with melting or freezing. *Transactions of ASME J. of heat transfer*, pp. 421-426, 1969.
- CHUN, C. K., PARK, S. O. A fixed grid finite-difference method for phase-change problems. *Numerical Heat Transfer, Part B*, v.38, pp.59-73, 2000.
- DINÇER, I., ROSEN, M. A. *Thermal energy storage*. Chichester: John wiley & Sons, 2002, 577p.
- ESPINOSA, F. R. A., CERVANTES, J. G., SOLORIO, F. J., Numerical simulation of simultaneous freezing-melting problems with natural convection. *Nuclear Engineering and Design*, v.232, pp.145-155, 2004.
- FORTES, R. *Estudo teórico experimental de solidificação e fusão cilíndrica externa em armazenadores térmicos*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1981, 89 p. Dissertação de Mestrado.
- GUTMAN, L. N., On the problem of heat transfer in phase change materials for small Stefan numbers. *Int J. Heat Mass Transfer*, v.29, (6), pp.921-926, 1986.
- HU, H., ARGYROPOULOS, S. A., Mathematical modeling of solidification and melting: a review. *J. Modell. Sim. Mater. Sci. Eng.*, v.4, pp.371-396, 1996.
- HUANG, C.CL., SHIH, Y. P., Perturbation solutions of planar diffusion-controlled moving-boundary problems. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.18, pp.689-695, 1975.
- ISMAIL, K. A. R. *Bancos de gelo – Fundamentos e modelagem*. Campinas, SP: Ed do autor, 1998, 400p.

- ISMAIL, K. A. R. *Modelagem de processos térmicos: fusão e solidificação*. Campinas, SP: Ed do autor, 1998, 400p.
- ISMAIL, K. A. R. A numerical and experimental study on a parallel ice bank. *Applied Thermal Engineering*, v.19, pp.163-193, 1999.
- ISMAIL, K. A. R. *Técnicas de medidas e instrumentação*. Campinas, SP: Ed do autor, 2003, 514p.
- KENDALL, A. NADIS, B. *Energy Strategies*. Cambridge Massachusetts USA: Ballinger Publishing Company, 1980, 320 p.
- KHUDHAIR, A. M., FARID, M. M., A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials. *Energy Conversion and Management*, v.45, pp. 263-275, 2004.
- KING, D. J., POTTER, R. A. Description of a steady-state cooling plant model developed for use in evaluating optimal control of ice thermal energy storage systems. *Ashrae Transactions*. 104(1), pp. 42-53, 1998.
- LAMBERG, P., SIRÉN, K., Analytical model for melting in a semi-infinite PCM storage with internal fin. *Heat and Mass Transfer*, v.39, pp. 167-176, 2003.
- LAMBERG, P. Approximate analytical model for two-phase solidification problem in a finned phase-change material storage. *Applied Energy*, v.77, pp. 131-152, 2004.
- LANDAU, H. G., Heat conduction in melting solid. *Quarterly Appl. Math. J.*, v.8, p. 81, 1949.
- LANE, G. A. *Solar Heat Storage: Latent Heat Material*, vol. 1. CRC Press, Inc., 1983, Cap. 5, Phase Change Heat Transfer, pp. 153-222.

- LAZARIDIS, A. A numerical solution of the multidimensional solidification (or melting) problem. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, v.13, 1970.
- LIN, S., JIANG, Z. An improved quase-steady analysis for solving freezing problems in a plate, a cylinder, and a sphere. *Journal of Heat Transfer*, v.125, pp. 1123-1128, 2003.
- LONDON, A. L., SEBAN, R. A. Rate of Ice Formation. *Transactions of the ASME*, v.65, pp. 771-778, 1943.
- LUNARDINI, J. V. *Heat transfer with freezing and thawing*. New York: Elsevier Science, 1991, 437p.
- MAJUMDAR, P., SHARMA, R. K. A moving boundary model for heat transfer in phase change material. *IEEE Journal*, v.3, pp.2729-2733, 1989.
- MENNIG, J., OZISIK, M. N. Coupled integral equation approach for solving melting or solidification. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, v.28, (8), pp.1481-1485, 1985.
- MELO, C. A. *Fusão dominada por convecção de um material de mudança de fase numa cavidade vertical anular*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1992. 85 p. Tese (Doutorado).
- MORRIS, F. B., BRAUN, J. E., TREADO, S. J. Experimental and simulated performance of optimal control of building thermal storage. *Ashrae Transactions*. 100(1), pp. 402-414, 1994.
- MURRAY, W. D., LANDIS, F. Numerical and machine solutions of transient heat conduction problems involving melting or freezing. *Transactions of ASME J. of Heat Transfer*, pp. 106-112, 1959.
- OZISIK, M. N. *Heat conduction*. USA: John Wiley & Sons, 1980, 540p.

OZISIK, M. N. F. *Finite difference methods in heat transfer*. USA: CRC Press, 1994, 409p.

PIMENTEL, J. R. *Contribuição ao Estudo da Mudança de Fase em Meios Porosos Planos Saturados com Líquido*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1995, 129 p. Tese (Doutorado).

POOTS, G. On the application of integral methods to the solution of problems involving the solidification of liquids initially at fusion temperature. *Int. J. of Heat Mass Transfer*, v.5, pp. 525-531, 1962.

PRUD'HOMME, M., et.al. A heat transfer analysis for solidification of slabs, cylinders and spheres. *Journal of Heat Transfer*, vol. 111, pp. 699-705, 1989.

QUISPE, C. O. *Avaliação numérica e experimental do conceito de banco de gelo de placas paralelas*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996, 143 p. Dissertação de Mestrado.

SAHIN, A. Z., DINÇER, I. Analytical modeling of transient phase-change problems. *International Journal of Energy Research*, v.24, pp.1029-1039, 2000.

SILVER, S. C. et al. Component models for computer simulation of ice storage systems. *Ashrae Transactions*. 95(1), pp. 1214-1226, 1989 a.

SPETHMANN, D. H. Optimal control for cool storage. *Ashrae Transactions*, 95(1), pp. 1189-1193, 1989.

SPETHMANN, D. H. Application considerations in optimal control of cool storage. *Ashrae Transactions*, 99(1), pp. 1009-1015, 1993.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. São Paulo: Mc Graw-Hill do Brasil, 1985, 481p.

YAO, L. S., PRUSA, J. Melting and Freezing. *Advances in Heat Transfer*, v. 19, pp. 1-95, 1989.

ZENG, X., XIN, M. D. An implicit finite difference solution of phase change problems via coupling the enthalpy and moving boundary. *Phase Change Heat Transfer ASME*, v.159, pp. 47-52, 1991.

ZUCA, S., PAVEL, P. M., CONSTANTINESCU, M. Study of one dimensional solidification with free convection in an infinite plate geometry. *Energy Conversion & Management*, v.40, pp. 261-271, 1999.

Apêndice A

Análise das incertezas experimentais

A.1 Introdução

As medidas experimentais de grandezas como pressão, temperatura, comprimento, força, etc, sempre exibirão certa variação se as medida forem repetidas várias vezes com instrumentos precisos. Esta variabilidade é fundamental em todos os sistemas de medidas, e pode ocorrer devido ao fato de a grandeza a ser medida pode exibir variação significativa, como no caso de amostras de aço, material líquido, etc, ou o sistema de medida, incluindo todos os elementos como transdutor, condicionador de sinal, conversor, etc, podem introduzir erro na medida. Segundo Ismail (2003), este erro pode ser sistemático ou aleatório, dependendo da fonte. Um instrumento operado fora da calibração produz um erro sistemático, enquanto os erros devido à interpolação e leitura de escala, são aleatórios. A acumulação dos erros aleatórios num sistema de medida produz uma variação que deve ser examinada em relação ao valor da grandeza sendo medida.

A.2 Cálculo das incertezas

Segundo o vocabulário de metrologia legal, a “incerteza de uma medida caracteriza-se pela faixa de valores dentro da qual pode-se afirmar estar presente o verdadeiro valor da grandeza”. O cálculo das incertezas no presente trabalho foi baseado no método proposto por Kline e McClintock (1953), Holman (1993), mencionados por Benta (2001), incertezas calculadas com base na incerteza de cada instrumento a medir.

Este método consiste em especificar a incerteza de cada medida experimental primária, como temperatura, vazão, comprimento, etc. Utilizando a mesma nomenclatura dos autores, chamando de R uma função dada, e x_1, x_2, \dots, x_n , as variáveis independentes, obtém-se a relação:

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{A.1})$$

Denominando as incertezas de cada variável independente por w_1, w_2, \dots, w_n , obtém-se:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.2})$$

A.2.1 Temperatura

As medidas de temperatura neste trabalho foram feitas utilizando termopares, estes foram devidamente calibrados. A incerteza relativa à temperatura é de $\pm 0,5^\circ\text{C}$, assim:

$$\mu_T = \pm 0,5^\circ\text{C}$$

A.2.2 Vazão Volumétrica

A vazão volumétrica para este trabalho foi calculada através da coleta de um determinado volume de fluido durante vários intervalos de tempo.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{A.3})$$

Da equação do número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{4Q\rho}{\pi\mu D} \quad (\text{A.4})$$

Aplicando as relações (A.1) e (A.2) e arranjando, tem-se:

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial D} = -\frac{4Q\rho}{\pi\mu^2 D} \quad (\text{A.5})$$

Aplicando a equação (A.3) nas equações (A.2) e (A.4), tem-se:

$$w_Q = \pm \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial V} w_v \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} w_t \right)^2 \right] \quad (\text{A.6})$$

As derivadas parciais da vazão em relação ao tempo e ao volume são:

$$\frac{\partial Q}{\partial V} = \frac{1}{t} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{V}{t^2} \quad (\text{A.8})$$

A menor divisão de escala na proveta utilizada nas medidas era de 0,1 mm e o cronômetro digital utilizado apresentava incertezas de $\pm 0,05$ s, então:

$$\mu_v = \pm 5 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$\mu_t = \pm 0,05 \text{ s}$$

Substituindo esses valores de incerteza e as derivadas da equação (A.6) e (A.7) na equação (A.3), obtém-se:

$$w_Q = \pm \left[\left(\frac{1}{t} 5 \times 10^{-9} \right)^2 + \left(-\frac{V}{t^2} 0,05 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.9})$$

Utilizando os valores médios de volume e tempo obtidos experimentalmente, tem-se a incerteza experimental referente à vazão volumétrica:

$$w_Q = \pm 1,652 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{A.10})$$

A.2.3 Espessura da camada de gelo

A espessura da camada de gelo, como foi mencionado no Capítulo 5, foi medida utilizando uma câmera digital de fotos, estas fotos eram tomadas a intervalos de tempo variável e com uma frequência maior no começo por causa da velocidade de solidificação ser maior neste intervalo. As fotos foram analisadas no computador utilizando o programa *Digitize Pro*, o qual fornecia a cada foto digitalizada, o valor do desvio médio da medida, baseado no número de *pixels*. Comparando o comprimento real da escala padrão conhecida e o comprimento do *pixel*, que é computado pelo próprio programa.

Analisando os valores fornecidos a cada imagem, obteve-se um desvio médio de $\pm 0,05 \text{ mm}$ para a medida da espessura do gelo.

Apêndice B

Curvas de calibração

B.1 Placa de orifício

A curva de calibração da placa de orifício mostra a relação entre a vazão do fluido e a queda de pressão ΔP , mostrada na Figura B.1:

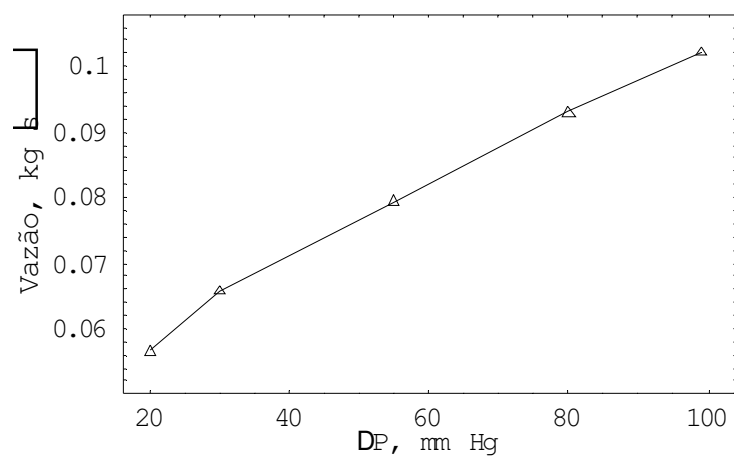


Figura B.1 – Curva de calibração da placa de orifício.

A equação de ajuste da curva de calibração se obtém por regressão polinomial:

$$Q = 0,04723 + 0,000565\Delta P \quad (\text{B.1})$$

Apêndice C

Dificuldades encontradas

Encontraram-se algumas dificuldades no processo de montagem e na realização dos ensaios, estas serão mencionadas no decorrer deste item:

- Foi difícil atingir e manter as temperaturas especificadas para cada ensaio, pois se descobriu a existência de umidade no sistema de refrigeração. Este problema foi solucionado colocando-se um filtro secador na linha do R 22.
- Estabelecer o regime permanente na temperatura do fluido de trabalho não foi uma tarefa fácil, pois as válvulas pressostáticas usadas no controle da vazão do R-22 não proporcionavam uma resposta rápida. Este inconveniente foi solucionado colocando válvulas de expansão termostáticas que proporcionavam um melhor controle da vazão do R-22.
- No início do trabalho experimental foi difícil manter a temperatura do Etanol constante por falta da boa regulação da vazão do R-22. Este problema foi solucionado instalando uma válvula solenóide na linha de líquido do R-22, esta válvula estava conectada a um termostato, que, conhecendo a temperatura de *set-point* especificada, enviava um sinal para a válvula solenóide abrir ou fechar o fluxo de R-22, mantendo com isto pouca variação na temperatura do Etanol.

- A presença de ruídos no sistema influenciava nos valores fornecidos pelo sistema de aquisição de dados. Estes ruídos provocavam oscilações nos valores das temperaturas, tal inconveniente foi solucionado utilizando as tomadas da linha estabilizada e colocando um fio terra na placa de aquisição de dados.
- Fixar a peça de acrílico dos termopares na placa foi bastante complicado devido à pouca área de contato da peça com a placa, para isto utilizou-se alguns retalhos de acrílico apoiados na placa seguinte para pressionar esta peça.
- Remover o gelo formado durante os ensaios para dar começo ao seguinte ensaio foi tarefa complicada, pois este demorava muito para fundir naturalmente. Colocava-se água da torneira à temperatura ambiente para ajudar a derreter o gelo.